

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-263015

(P2001-263015A)

(43)公開日 平成13年9月26日(2001.9.26)

(51)Int.Cl. <sup>1</sup>	識別記号	F I	テ-マ-ト <sup>1</sup> (参考)
F 0 1 L 13/00	3 0 1	F 0 1 L 13/00	3 0 1 L 3 G 0 1 6
			3 0 1 Y 3 G 0 1 8
1/18		1/18	N 3 G 0 9 2
1/34		1/34	C
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02	D
審査請求 未請求 請求項の数18 O L (全 36 頁)			

(21)出願番号 特願2000-78134(P2000-78134)

(22)出願日 平成12年3月21日(2000.3.21)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 清水 弘一

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

(72)発明者 川瀬 弘幸

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

(74)代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣

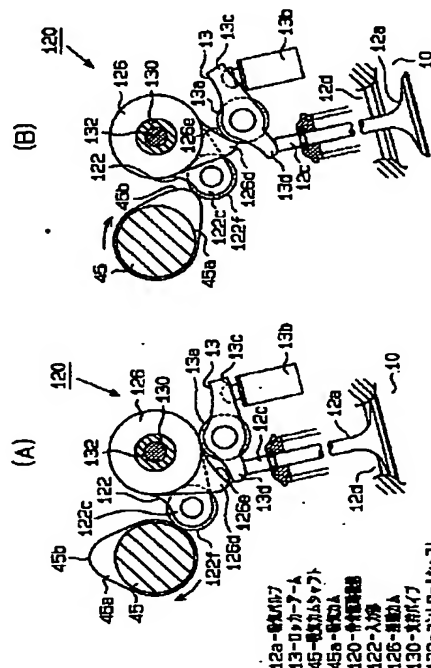
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 内燃機関の可変動弁機構および吸気量制御装置

(57)【要約】

【課題】長く複雑なリンク機構を設けることなく確実な作動と信頼性を実現する内燃機関の可変動弁機構および吸気量制御装置の提供。

【解決手段】 伸介駆動機構120は吸気カムシャフト45とは異なる軸である支持パイプ130にて揺動可能に支持されているので、吸気カム45aが入力部122に接触して駆動すれば、そのまま揺動カム126とロッカーアーム13とを介して、吸気バルブ12aを駆動できる。そしてリフト量可変アクチュエータがコントロールシャフト132を介して揺動カム126と入力部122との相対位相差を可変とするので吸気バルブ12aのリフト量や作用角の大きさを連続的に調整することができる。このように長く複雑なリンク機構を用いずに比較的簡素な構成でリフト量や作用角を可変とすることができる。したがって確実な作動と信頼性を実現する可変動弁機構を提供することができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】内燃機関の吸気バルブまたは排気バルブのバルブ特性を可変とする内燃機関の可変動弁機構であって、

内燃機関のクランクシャフトにより回転駆動されるカムシャフトと、

前記カムシャフトに設けられた回転カムと、

前記カムシャフトとは異なる軸にて揺動可能に支持され、入力部と出力部とを有することで前記回転カムにより入力部が駆動されると出力部にて前記バルブを駆動する伸介駆動機構と、

前記伸介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を可変とする伸介位相差可変手段と、

を備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項2】請求項1記載の構成において、前記出力部は揺動カムとして構成され、前記伸介位相差可変手段は揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項3】請求項2記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることにより、前記回転カムによる入力部の駆動に連動して生じるノーズによる前記バルブのリフト量の大きさを調整可能とすることを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項4】請求項2記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることにより、前記回転カムによる入力部の駆動に連動して生じるノーズによる前記バルブへの作用角を調整可能とすることを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項5】請求項2～4のいずれか記載の構成において、前記揺動カムはローラを介して前記バルブを駆動することを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項6】請求項5記載の構成において、前記ローラはロッカーアームに備えられ、該ロッカーアームを介して前記揺動カムは前記バルブを駆動することを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項7】請求項1～6のいずれか記載の構成において、前記入力部は先端にて前記回転カムに接触するアームを備え、該アームが前記回転カムにより駆動されることで前記出力部が前記バルブを駆動することを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項8】請求項7記載の構成において、前記アームの先端にはローラが備えられ、該ローラにて前記回転カムに接触することを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項9】請求項1～8のいずれか記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、角度の異なる2種のスプラインを有し前記伸介駆動機構の軸方向に移動可能なスライダギアと、

前記入力部に設けられ、前記スライダギアの一方の種類のスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記入力部を前記スライダギアに対して相対揺動させる入力ギア部と、

前記出力部に設けられ、前記スライダギアの他方の種類のスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記出力部を前記スライダギアに対して相対揺動させる出力ギア部と、

前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段と、

を備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項10】請求項1～8のいずれか記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、

前記入力部に設けられた入力部スプラインと、

前記出力部に設けられ、前記入力部スプラインとは角度の異なる出力部スプラインと、

前記伸介駆動機構の軸方向に移動可能であり、前記入力部スプラインと前記出力部スプラインとにそれぞれ噛み合うことにより、軸方向への移動に応じて前記入力部と前記出力部とを相対揺動させるスライダギアと、

前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段と、

を備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項11】請求項1～8のいずれか記載の構成において、前記伸介駆動機構は、1つの入力部と複数の出力部とを有し、該複数の出力部は同一気筒において設けられている同数の吸気バルブまたは排気バルブを駆動することを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項12】請求項11記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、

前記入力部と前記出力部との数に対応した種類のスプラインを有し前記伸介駆動機構の軸方向に移動可能なスライダギアと、

前記入力部に設けられ、前記スライダギアの1つのスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記入力部を前記スライダギアに対して相対揺動させる入力ギア部と、

前記各出力部毎に設けられ、前記スライダギアの残りのスプラインの内に対応するスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記各出力部を個々に前記スライダギアに対して相対揺動させる出力ギア部と、

前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段と、

を備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項13】請求項11記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、

前記入力部に設けられた入力部スプラインと、

前記各出力部毎に設けられ、前記入力部スプラインとは角度の異なる出力部スプラインと、

前記仲介駆動機構の軸方向に移動可能であり、前記入力部スプラインと前記出力部スプラインとにそれぞれ噛み合うことにより、軸方向への移動に応じて前記入力部と前記各出力部とを相対揺動させるスライダギアと、前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段と、を備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項 14】請求項 11～13 のいずれか記載の構成において、前記仲介位相差可変手段は、入力部と出力部との相対位相差をバルブ毎に異なる可変状態とすることを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項 15】請求項 14 記載の構成において、前記仲介位相差可変手段は、一部のバルブについては入力部と出力部との相対位相差を一定に維持することを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項 16】請求項 1～15 のいずれか記載の構成において、前記仲介位相差可変手段は、仲介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を連続可変とすることを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項 17】請求項 1～16 のいずれか記載の構成に加えて、クランクシャフトに対する前記カムシャフトの相対回転位相差を可変とする回転位相差可変手段が設けられていることにより、バルブのリフト量または作用角とバルブタイミングとを可変とすることを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

【請求項 18】請求項 1～17 のいずれか記載の内燃機関の可変動弁機構を備え、内燃機関に対して要求される吸気量に応じて、前記仲介位相差可変手段を駆動して前記仲介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を変更することを特徴とする内燃機関の吸気量制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関の吸気バルブまたは排気バルブのバルブ特性を可変とする内燃機関の可変動弁機構、およびこの可変動弁機構を利用した内燃機関の吸気量制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】内燃機関の運転状態に応じて、吸気バルブや排気バルブにおけるリフト量や作用角を可変とする可変動弁機構が知られている。この内でも、クランクシャフトに連動する回転カムと同軸に揺動カムを設け、複雑なリンク機構により回転カムと揺動カムとを連結したものが知られている（特開平 11-324625 号公報）。この複雑なリンクの途中にはコントロールシャフトが設けられている。このコントロールシャフトによりリンクの一部を構成するアームの揺動中心を変位させることにより揺動カムの位相を変更可能としている。このような揺動カムの位相の変更によりリフト量や作用角を可変とするものである。そして、このことにより低速低負荷時などにおいては燃費の向上および安定した運転性

を実現し、また高速高負荷時などにおいては吸気の充填効率を向上させて十分な出力を確保することができるものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかし、このように同軸に存在する回転カムと揺動カムとをリンクしようとするため、リンク機構が長く複雑なものとならざるを得ない。このため可変動弁機構における作動の確実性や信頼性に欠けるおそれがある。

【0004】本発明は、従来技術のごとく長く複雑なリンク機構を設けることなく、確実な作動と信頼性を実現する内燃機関の可変動弁機構、およびこの可変動弁機構を利用した吸気量制御装置の提供を目的とするものである。

【0005】

【課題を解決するための手段】以下、上記目的を達成するための手段およびその作用効果について記載する。請求項 1 記載の内燃機関の可変動弁機構は、内燃機関の吸気バルブまたは排気バルブのバルブ特性を可変とする内燃機関の可変動弁機構であって、内燃機関のクランクシャフトにより回転駆動されるカムシャフトと、前記カムシャフトに設けられた回転カムと、前記カムシャフトとは異なる軸にて揺動可能に支持され、入力部と出力部とを有することで前記回転カムにより入力部が駆動されると出力部にて前記バルブを駆動する仲介駆動機構と、前記仲介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を可変とする仲介位相差可変手段とを備えたことを特徴とする。

【0006】入力部と出力部とを有することで回転カムにより入力部が駆動されると出力部にてバルブを駆動する仲介駆動機構は、回転カムが設けられているカムシャフトとは異なる軸にて揺動可能に支持されている。このため、回転カムと仲介駆動機構とは長く複雑なリンク機構にて接続しなくても、回転カムが入力部を駆動すれば、そのまま出力部を介してバルブに回転カムの駆動状態に応じてリフト量や作用角を連動させることができる。

【0007】そして仲介位相差可変手段が、仲介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を可変としているので、回転カムの駆動状態に応じて生じるリフト開始を早めたり遅くしたりできる。このため回転カムの駆動に連動するリフト量や作用角の大きさを調整することができる。

【0008】このように長く複雑なリンク機構を用いず、入力部に対する出力部の相対位相差が変更されるという比較的簡素な構成でリフト量や作用角を可変とすることができる。したがって確実な作動と信頼性を実現する内燃機関の可変動弁機構を提供することができる。

【0009】請求項 2 記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項 1 記載の構成において、前記出力部は揺動カ

ムとして構成され、前記伸介位相差可変手段は揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることを特徴とする。

【0010】より具体的には、出力部は揺動カムとして構成されている。そして伸介位相差可変手段は揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることにより、回転カムの駆動状態に応じて生じるリフト開始を早めたり遅くしたりする。このような簡素な構成でリフト量や作用角を可変とできるので、確実な作動と信頼性を実現する内燃機関の可変動弁機構を提供することができる。

【0011】請求項3記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項2記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることにより、前記回転カムによる入力部の駆動に連動して生じるノーズによる前記バルブのリフト量の大きさを調整可能とすることを特徴とする。

【0012】ここでは、伸介位相差可変手段は、揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることにより、回転カムによる入力部の駆動に連動して生じるノーズによるバルブのリフト量の大きさを調整可能としている。このような簡素な構成であるので、リフト量の可変において確実な作動と信頼性を実現する内燃機関の可変動弁機構を提供することができる。

【0013】請求項4記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項2記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることにより、前記回転カムによる入力部の駆動に連動して生じるノーズによる前記バルブへの作用角を調整可能とすることを特徴とする。

【0014】ここでは、伸介位相差可変手段は、揺動カムに形成されたノーズと入力部との相対位相差を可変とすることにより、回転カムによる入力部の駆動に連動して生じるノーズによるバルブへの作用角を調整可能としている。このような簡素な構成であるので、作用角の可変において確実な作動と信頼性を実現する内燃機関の可変動弁機構を提供することができる。

【0015】請求項5記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項2～4のいずれか記載の構成において、前記揺動カムはローラを介して前記バルブを駆動することを特徴とする。

【0016】請求項2～4のいずれかの作用効果に加えて、更に揺動カムはローラを介してバルブを駆動しているため回転カムが伸介駆動機構を介してバルブを駆動するための摩擦抵抗が小さくなり、燃費を向上させることができる。

【0017】請求項6記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項5記載の構成において、前記ローラはロッカーアームに備えられ、該ロッカーアームを介して前記揺動カムは前記バルブを駆動することを特徴とする。

【0018】このようにロッカーアームに備えられたローラを揺動カムが駆動するようにしても良く、揺動カムの動作はロッカーアームに伝達され、更にロッカーアームからバルブに伝達される。

【0019】請求項7記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項1～6のいずれか記載の構成において、前記入力部は先端にて前記回転カムに接触するアームを備え、該アームが前記回転カムにより駆動されることで前記出力部が前記バルブを駆動することを特徴とする。

【0020】入力部は先端にアームを備えた構成とすることができる。このアームにて入力部は回転カムに接触する。このような簡素な構成で回転カムに連動するリフト量や作用角を可変とできるので、確実な作動と信頼性を実現する内燃機関の可変動弁機構を提供することができる。

【0021】請求項8記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項7記載の構成において、前記アームの先端にはローラが備えられ、該ローラにて前記回転カムに接触することを特徴とする。

【0022】請求項7の作用効果に加えて、入力部のアーム先端にはローラが設けられて、このローラにて回転カムに接触するので、回転カムが伸介駆動機構を介してバルブを駆動するための摩擦抵抗が小さくなり、燃費を向上させることができる。

【0023】請求項9記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項1～8のいずれか記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、角度の異なる2種のスプラインを有し前記伸介駆動機構の軸方向に移動可能なスライダギアと、前記入力部に設けられ、前記スライダギアの一方向の種類のスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記入力部を前記スライダギアに対して相対揺動させる入力ギア部と、前記出力部に設けられ、前記スライダギアの他方の種類のスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記出力部を前記スライダギアに対して相対揺動させる出力ギア部と、前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段とを備えたことを特徴とする。

【0024】このように伸介位相差可変手段は、変位調整手段によりスライダギアを軸方向に移動させることにより、スライダギアに対して入力部と出力部とを相対揺動させている。そして、この相対揺動の結果、スライダギアのそれぞれ角度の異なるスプラインにて噛み合っている入力部と出力部との間においても相対的な揺動を生じさせ、入力部と出力部との相対位相差を可変としている。

【0025】このようにスプライン機構により入力部と出力部との相対位相差を可変としているので、徒に構成が複雑化せずにリフト量や作用角を可変とできる。したがって、可変動弁機構における確実な作動と信頼性を

維持することができる。

【0026】請求項10記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項1～8のいずれか記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、前記入力部に設けられた入力部スプラインと、前記出力部に設けられ、前記入力部スプラインとは角度の異なる出力部スプラインと、前記伸介駆動機構の軸方向に移動可能であり、前記入力部スプラインと前記出力部スプラインとにそれぞれ噛み合うことにより、軸方向への移動に応じて前記入力部と前記出力部とを相対揺動させるスライダギアと、前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段とを備えたことを特徴とする。

【0027】このように伸介位相差可変手段は、変位調整手段によりスライダギアを軸方向に移動させることにより、入力部と出力部とを相対揺動させている。そして、この相対揺動の結果、入力部と出力部との相対位相差を可変としている。

【0028】このようなスプライン機構によって入力部と出力部との相対位相差を可変としているので、徒に構成が複雑化せずにリフト量や作用角を可変とできる。したがって、可変動弁機構における確実な作動と信頼性を維持することができる。

【0029】請求項11記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項1～8のいずれか記載の構成において、前記伸介駆動機構は、1つの入力部と複数の出力部とを有し、該複数の出力部は同一気筒において設けられている同数の吸気バルブまたは排気バルブを駆動することの特徴とする。

【0030】請求項1～8のいずれかの作用効果に加えて、このような構成により、気筒毎に複数の吸気バルブまたは排気バルブが設けられていても、1つ回転カムにより複数の吸気バルブまたは排気バルブの開閉に対応することができる。このため、カムシャフトの構成が簡単化する。

【0031】請求項12記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項11記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、前記入力部と前記出力部との数に対応した種類のスプラインを有し前記伸介駆動機構の軸方向に移動可能なスライダギアと、前記入力部に設けられ、前記スライダギアの1つのスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記入力部を前記スライダギアに対して相対揺動させる入力ギア部と、前記各出力部毎に設けられ、前記スライダギアの残りのスプラインの内に対応するスプラインに噛み合うことにより、前記スライダギアの軸方向への移動に応じて前記各出力部を個々に前記スライダギアに対して相対揺動させる出力ギア部と、前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段とを備えたことを特徴とする。

【0032】このように複数のバルブに対応して個々に

設けられている出力部が、個々に対応するスプラインの噛み合わせにより独自の相対揺動を行う。このため、請求項11の作用効果と共に、更に各出力ギア部毎に対応するスプラインの角度を異ならせることができ、各気筒における複数の吸気バルブまたは排気バルブのそれぞれを異なるリフト量あるいは作用角にて駆動することが可能となる。したがって、内燃機関駆動制御の自由度を高めることができる。

【0033】請求項13記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項11記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、前記入力部に設けられた入力部スプラインと、前記各出力部毎に設けられ、前記入力部スプラインとは角度の異なる出力部スプラインと、前記伸介駆動機構の軸方向に移動可能であり、前記入力部スプラインと前記出力部スプラインとにそれぞれ噛み合うことにより、軸方向への移動に応じて前記入力部と前記各出力部とを相対揺動させるスライダギアと、前記スライダギアの軸方向での変位を調整する変位調整手段とを備えたことを特徴とする。

【0034】このように複数のバルブに対応する各出力部の出力部スプラインとスライダギアとの噛み合わせ、および入力部の入力部スプラインとスライダギアとの噛み合わせにより、スライダギアの移動に応じて入力部と各出力部とが相対揺動する。このため、請求項11の作用効果と共に、更に各出力部スプライン毎に角度を異ならせることができ、各気筒における複数の吸気バルブまたは排気バルブのそれぞれを異なるリフト量あるいは作用角にて駆動することが可能となる。したがって、内燃機関駆動制御の自由度を高めることができる。

【0035】請求項14記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項11～13のいずれか記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、入力部と出力部との相対位相差をバルブ毎に異なる可変状態とすることを特徴とする。

【0036】より具体的には、このように入力部と出力部との相対位相差をバルブ毎に異なる可変状態とすることにより、各気筒における複数の吸気バルブまたは排気バルブのそれぞれを異なるリフト量あるいは作用角にて駆動することが可能となる。例えば、必要に応じて燃焼室内への吸気の導入程度に吸気バルブ毎に差を設けることにより片弁停止や開弁時期のずれを生じさせ、燃焼室内に旋回流を生じさせることができる。このことにより燃焼室内の混合気を十分に攪拌させることができ、燃焼性を改良することが可能となる。このように内燃機関駆動制御の自由度を高めることができる。

【0037】請求項15記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項14記載の構成において、前記伸介位相差可変手段は、一部のバルブについては入力部と出力部との相対位相差を一定に維持することを特徴とする。

【0038】このように入力部と出力部との相対位相差

をバルブ毎に異なる可変状態とする構成としては、一部のバルブについては入力部と出力部との相対位相差を一定に維持し、他のバルブについては入力部と出力部との相対位相差を変更することとしてもよい。このようにしても請求項14の作用効果を生じさせることができる。

【0039】請求項16記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項1～15のいずれか記載の構成において、前記仲介位相差可変手段は、仲介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を連続可変とすることを特徴とする。

【0040】請求項1～15に記載の作用効果と共に、このように入力部と出力部との相対位相差を連続可変とすることにより、内燃機関の運転状態に対応したリフト量あるいは作用角を無段階に調整することが可能となる。したがって、内燃機関駆動制御の精度をより高めることができる。

【0041】請求項17記載の内燃機関の可変動弁機構は、請求項1～16のいずれか記載の構成に加えて、クランクシャフトに対する前記カムシャフトの相対回転位相差を可変とする回転位相差可変手段が設けられていることにより、バルブのリフト量または作用角とバルブタイミングとを可変とすることを特徴とする。

【0042】このように請求項1～16のいずれか記載の構成に加えて、クランクシャフトに対するカムシャフトの相対回転位相差を可変とする回転位相差可変手段が設けられることにより、リフト量または作用角の可変に加えて、このバルブタイミングを進角したり遅角したりすることが可能となる。

【0043】このような回転位相差可変手段が加わることにより、更に内燃機関駆動制御の精度を高めることができる。請求項18記載の内燃機関の吸気量制御装置は、請求項1～17のいずれか記載の内燃機関の可変動弁機構を備え、内燃機関に対して要求される吸気量に応じて、前記仲介位相差可変手段を駆動して前記仲介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を変更することを特徴とする。

【0044】このように仲介位相差可変手段を駆動して仲介駆動機構の入力部と出力部との相対位相差を変更することにより、内燃機関に要求される吸気量を調整するようにしても良い。このことにより、スロットルバルブを省略しても吸気量を調整することができる内燃機関を実現することができ、内燃機関の構成を簡素化・軽量化することができる。

【0045】

【発明の実施の形態】〔実施の形態1〕図1は、上述した発明が適用された内燃機関としてのガソリンエンジン（以下、「エンジン」と略す）2およびその制御系統の概略構成を表すブロック図である。図2はエンジン2の縦断面図（図3におけるX-X断面）、図3は図2におけるY-Y断面図を示している。

【0046】エンジン2は、自動車走行用として自動車

に搭載されているものである。このエンジン2は、シリンダブロック4、シリンダブロック4内で往復動するピストン6およびシリンダブロック4上に取り付けられたシリンダヘッド8等を備えている。シリンダブロック4には4つの気筒2aが形成され、各気筒2aには、シリンダブロック4、ピストン6およびシリンダヘッド8にて区画された燃焼室10が形成されている。

【0047】そして各燃焼室10には、それぞれ第1吸気バルブ12a、第2吸気バルブ12b、第1排気バルブ16aおよび第2排気バルブ16bが配置されている。この内、第1吸気バルブ12aは第1吸気ポート14aを開閉し、第2吸気バルブ12bは第2吸気ポート14bを開閉し、第1排気バルブ16aは第1排気ポート18aを開閉し、第2排気バルブ16bは第2排気ポート18bを開閉するように配置されている。

【0048】各気筒2aの第1吸気ポート14aおよび第2吸気ポート14bは吸気マニホールド30内に形成された吸気通路30aを介してサージタンク32に接続されている。各吸気通路30aにはそれぞれフューエルインジェクタ34が配置されて、第1吸気ポート14aおよび第2吸気ポート14bに対して必要な量の燃料を噴射可能としている。

【0049】また、サージタンク32は吸気ダクト40を介してエアクリーナ42に連結されている。なお、吸気ダクト40内にはスロットルバルブは配置されていない。アクセルペダル74の操作やアイドルスピードコントロール時のエンジン回転数NEに応じた吸入空気量制御は、第1吸気バルブ12aおよび第2吸気バルブ12bのリフト量を調整することによりなされる。この吸気バルブ12a、12bのリフト量の調整は、吸気カムシャフト45に設けられた吸気カム45a（「回転カム」に相当する）とロッカーアーム13との間に存在する後述する仲介駆動機構120をリフト量可変アクチュエータ100（「変位調整手段」に相当する）が駆動することにより行われる。また、吸気バルブ12a、12bのバルブタイミングについては後述する回転位相差可変アクチュエータ104（「回転位相差可変手段」に相当する）によりエンジン2の運転状態に応じて調整される。

【0050】なお、各気筒2aの第1排気ポート18aを開閉している第1排気バルブ16aおよび第2排気ポート18bを開閉している第2排気バルブ16bは、エンジン2の回転に伴う排気カムシャフト46に設けられた排気カム46aの回転により、ロッカーアーム14を介して一定のリフト量で開閉されている。そして、各気筒2aの第1排気ポート18aおよび第2排気ポート18bは排気マニホールド48に連結されている。このことにより排気を触媒コンバータ50を介して外部に排出している。

【0051】電子制御ユニット（以下、ECUと称する）60は、デジタルコンピュータからなり、双方向性



バス62を介して相互に接続されたRAM（ランダムアクセスメモリ）64、ROM（リードオンリメモリ）66、CPU（マイクロプロセッサ）68、入力ポート70および出力ポート72を備えている。

【0052】アクセルペダル74にはアクセル開度センサ76が取り付けられ、アクセルペダル74の踏み込み量（以下、「アクセル開度ACCP」と称する）に比例した出力電圧をAD変換器73を介して入力ポート70に入力している。上死点センサ80は例えば気筒2aの内の1番気筒が吸気上死点に達したときに出力パルスを発生し、この出力パルスが入力ポート70に入力される。クランク角センサ82は、クランクシャフトが30°回転する毎に出力パルスを発生し、この出力パルスが入力ポート70に入力される。CPU68では上死点センサ80の出力パルスとクランク角センサ82の出力パルスから現在のクランク角が計算され、クランク角センサ82の出力パルスの頻度からエンジン回転数NEが計算される。

【0053】吸気ダクト40には、吸入空気量センサ84が設けられ、吸気ダクト40を流れる吸入空気量GAに対応した出力電圧をAD変換器73を介して入力ポート70に入力している。また、エンジン2のシリンダブロック4には水温センサ86が設けられ、エンジン2の冷却水温度THWを検出し冷却水温度THWに応じた出力電圧をAD変換器73を介して入力ポート70に入力している。更に排気マニホールド48には空燃比センサ88が設けられ、空燃比に応じた出力電圧をAD変換器73を介して入力ポート70に入力している。

【0054】更に、後述するリフト量可変アクチュエータ100により移動するコントロールシャフト132の軸方向変位を検出するシャフト位置センサ90が軸方向変位に応じた出力電圧をAD変換器73を介して入力ポート70に入力している。また、吸気バルブ12a、12bを伸介駆動機構120を介して駆動する吸気カム45aのカム角を検出するカム角センサ92からの出力パルスが吸気カムシャフトの回転に応じて入力ポート70に入力される。

【0055】なお、これ以外に入力ポート70には、各種の信号が入力されているが、本実施の形態1では説明上重要でないので図示省略している。出力ポート72は、対応する駆動回路94を介して各フューエルインジェクタ34に接続され、ECU60はエンジン2の運転状態に応じて各フューエルインジェクタ34の開弁制御を行い、燃料噴射時期制御や燃料噴射量制御を実行している。

【0056】また、出力ポート72は駆動回路96を介して第1オイルコントロールバルブ98に接続され、ECU60は要求される吸気量等のエンジン2の運転状態に応じて、リフト量可変アクチュエータ100を制御している。更に出力ポート72は駆動回路96を介して第

2オイルコントロールバルブ102に接続され、ECU60はエンジン2の運転状態に応じて、回転位相差可変アクチュエータ104を制御している。このことにより、吸気バルブ12a、12bのリフト量とバルブタイミングとがECU60により制御されて吸入空気量制御およびその他の制御（例えば、体積効率向上や内部EGR量の制御等）が実行されている。

【0057】ここで吸気バルブ12a、12bの可変動弁機構について説明する。図4は可変動弁機構が取り付けられている吸気カムシャフト45およびその可変動弁機構を中心としたシリンダヘッド8の要部詳細図である。

【0058】可変動弁機構は、各気筒2a毎に設けられた合計4つの伸介駆動機構120、シリンダヘッド8の一端に取り付けられたリフト量可変アクチュエータ100および回転位相差可変アクチュエータ104を備えて構成されている。

【0059】ここで、伸介駆動機構120の1つを図5および図6に示す。図5は斜視図、図6（A）は平面図、図6（B）は正面図、図6（C）は右側面図を示している。伸介駆動機構120は、中央に設けられた入力部122、左に設けられた第1揺動カム124（「出力部」に相当する）および右に設けられた第2揺動カム126（「出力部」に相当する）を備えている。これら入力部122のハウジング122aおよび揺動カム124、126の各ハウジング124a、126aはそれぞれ外径が同じ円柱状をなしている。

【0060】入力部122の構成を図7および図8に示す。図7は斜視図、図8（A）は平面図、図8（B）は正面図、図8（C）は右側面図を示している。ここで、入力部122のハウジング122aは内部に軸方向に空間を形成し、この空間の内周面には軸方向に右ネジの螺旋状に形成されたヘリカルスプライン122b（「入力部スプライン」に相当する）を形成している。また外周面からは2つのアーム122c、122dが平行に突出して形成されている。これらアーム122c、122dの先端には、アーム122c、122d間にシャフト122eが掛け渡されている。このシャフト122eはハウジング122aの軸方向と平行であり、ローラ122fが回転可能に取り付けられている。

【0061】第1揺動カム124の構成を図9および図10に示す。図9は斜視図、図10（A）は平面図、図10（B）は正面図、図10（C）は底面図、図10（D）は右側面図、図10（E）は左側面図を示している。ここで第1揺動カム124のハウジング124aは内部に軸方向に空間を形成し、この内部空間の内周面には軸方向に左ネジの螺旋状に形成されたヘリカルスプライン124b（「出力部スプライン」に相当する）を形成している。なお、この内部空間は径の小さい中心孔を有するリング状の軸受部124cにて左端が覆われてい

る。また外周面からは略三角形のノーズ124dが突出して形成されている。このノーズ124dの一边は凹状に湾曲するカム面124eを形成している。

【0062】第2揺動カム126の構成を図11および図12に示す。図11は斜視図、図12(A)は平面図、図12(B)は正面図、図12(C)は底面図、図12(D)は右側面図、図12(E)は左側面図を示している。ここで第2揺動カム126のハウジング126aは内部に軸方向に空間を形成し、この内部空間の内周面には軸方向に左ネジの螺旋状に形成されたヘリカルス  
10 ブライン126b(「出力部スブライン」に相当する)を形成している。なお、この内部空間は径の小さい中心孔を有するリング状の軸受部126cにて右端が覆われている。また外周面からは略三角形のノーズ126dが突出して形成されている。このノーズ126dの一边は凹状に湾曲するカム面126eを形成している。

【0063】第1揺動カム124および第2揺動カム126は、軸受部124c、126cを外側にして入力部122の両端から各端面を同軸上で接触させるように配置され、全体が図5に示したごとく内部空間を有する略  
20 円柱状となる。

【0064】入力部122および2つ揺動カム124、126から構成される内部空間には、図13および図14に示すスライダギア128が配置されている。図13は斜視図、図14(A)は平面図、図14(B)は正面図、図14(C)は右側面図を示している。ここでスライダギア128は略円柱状をなし、外周面中央には右ネジの螺旋状に形成された入力用ヘリカルスブライン128aが形成されている。この入力用ヘリカルスブライン128aの左側端部には小径部128bを挟んで左ネジ  
30 の螺旋状に形成された第1出力用ヘリカルスブライン128cが形成されている。また、入力用ヘリカルスブライン128aの右側端部には小径部128dを挟んで左ネジの螺旋状に形成された第2出力用ヘリカルスブライン128eが形成されている。なお、これら出力用ヘリカルスブライン128c、128eは、入力用ヘリカルスブライン128aに対して外径が小さく形成されている。これは入力部122を入力用ヘリカルスブライン128aに取り付ける際に、入力部122の内部空間を出力用ヘリカルスブライン128c、128eが通過でき  
40 るようにするためである。

【0065】スライダギア128の内部には中心軸方向に貫通孔128fが形成されている。そして一方の小径部128dには貫通孔128fを外周面に開放するための長孔128gが形成されている。この長孔128gは周方向に長く形成されている。

【0066】このスライダギア128の貫通孔128f内には図15に一部を示す支持パイプ130が周方向に摺動可能に配置されている。図15(A)は斜視図、図15(B)は平面図、図15(C)は正面図、図15  
50

(D)は右側面図を示している。この支持パイプ130は、図4に示したごとく、すべての仲介駆動機構120に共通の1本が設けられている。なお支持パイプ130には各仲介駆動機構120毎に軸方向に長く形成された長孔130aが開口している。

【0067】更に、支持パイプ130内には、図16に一部を示すごとく軸方向に摺動可能にコントロールシャフト132が貫通している。図16(A)は斜視図、図16(B)は平面図、図16(C)は正面図、図16(D)は右側面図を示している。このコントロールシャフト132も支持パイプ130と同様にすべての仲介駆動機構120に共通の1本が設けられている。なお、コントロールシャフト132には各仲介駆動機構120毎に係止ピン132aが突出している。この係止ピン132aは支持パイプ130に形成されている軸方向の長孔130aを貫通して形成されている。支持パイプ130とコントロールシャフト132とが組み合わされている状態を図17および図18に示す。ここで図17は斜視図、図18(A)は平面図、図18(B)は正面図、図18(C)は右側面図である。

【0068】この支持パイプ130およびコントロールシャフト132に対してスライダギア128が組み合わされた状態を、図19および図20に示す。ここで図19は斜視図、図20(A)は平面図、図20(B)は正面図、図20(C)は右側面図である。

【0069】ここで、コントロールシャフト132の係止ピン132aは、支持パイプ130の軸方向の長孔130aを貫通すると共に、スライダギア128に形成された周方向の長孔128g内にも先端が挿入されている。したがって、コントロールシャフト132への係止ピン132aの形成は、例えば図19、図20に示したごとくコントロールシャフト132、支持パイプ130およびスライダギア128を組み合わせた状態にて、長孔128g、130aを通して行うことにより、図19、20の構成を完成することができる。

【0070】そして、支持パイプ130に形成された軸方向の長孔130aにより、コントロールシャフト132の係止ピン132aは、支持パイプ130がシリンダヘッド8に対して固定されていても、軸方向に移動することでスライダギア128を軸方向に移動させることができる。更に、スライダギア128自体は、周方向の長孔128gにて係止ピン132aに係止していることにより、係止ピン132aにて軸方向の位置は決定されるが軸周りについては揺動可能となっている。

【0071】そして、図19および図20に示した構成が、図5および図6に示した入力部122および揺動カム124、126を組み合わせた構成の内部に配置されている。このように各仲介駆動機構120が構成されている。この仲介駆動機構120の内部構成を図21の斜視図に示す。この図21は、入力部122および揺動カ  
50



ム124、126を軸位置にて水平に切断して上半分を取り除き、内部を示したものである。

【0072】図示することく、スライダギア128の内で、入力用ヘリカルスプライン128aは入力部122内部のヘリカルスプライン122bに噛み合わされている。また第1出力用ヘリカルスプライン128cは第1揺動カム124内部のヘリカルスプライン124bに噛み合わされ、第2出力用ヘリカルスプライン128eは第2揺動カム126内部のヘリカルスプライン126bに噛み合わされている。

【0073】このように構成された各仲介駆動機構120は、図4に示したごとく、揺動カム124、126の軸受部124c、126c側にて、シリンダヘッド8に形成された立壁部136、138に挟まれて、軸周りには揺動可能であるが軸方向に移動するのが阻止されている。この立壁部136、138には、軸受部124c、126cの中心孔に対応した位置に孔が形成され、支持パイプ130を貫通させ固定している。したがって支持パイプ130はシリンダヘッド8に対しては固定されて軸方向に移動したり回転したりすることはない。

【0074】また、支持パイプ130内のコントロールシャフト132は支持パイプ130内を軸方向に摺動可能に貫通し、一端側にてリフト量可変アクチュエータ100に連結されている。このリフト量可変アクチュエータ100によりコントロールシャフト132の軸方向の変位が調整可能とされている。

【0075】リフト量可変アクチュエータ100の構成を図22に示す。図22はリフト量可変アクチュエータ100の縦断面構成と、第1オイルコントロールバルブ98とを示したものである。

【0076】このリフト量可変アクチュエータ100は、筒状をなすシリンダチューブ100aと、シリンダチューブ100a内に設けられたピストン100bと、シリンダチューブ100aの両端開口部を塞ぐように設けられた一対のエンドカバー100c、100dと、シリンダヘッド8より外側のエンドカバー100cとピストン100bとの間に配置された圧縮状態のコイルスプリング100eとから構成されている。このシリンダチューブ100aは内側のエンドカバー100dにてシリンダヘッド8の立壁部140に固定されている。

【0077】ピストン100bには内側のエンドカバー100dおよびシリンダヘッド8の立壁部140を貫通したコントロールシャフト132の一端が連結されている。したがってピストン100bの移動にコントロールシャフト132は連動することになる。

【0078】シリンダチューブ100a内は、ピストン100bにより第1圧力室100fおよび第2圧力室100gに区画されている。第1圧力室100fには、一方のエンドカバー100dに形成された第1給排通路100hが接続され、第2圧力室100gには、他方の

エンドカバー100cに形成された第2給排通路100iが接続されている。

【0079】第1給排通路100hまたは第2給排通路100iを介して、第1圧力室100fと第2圧力室100gとに対し選択的に作動油を供給すると、ピストン100bはコントロールシャフト132の軸方向（矢印S方向）に移動する。このピストン100bの移動に伴い、コントロールシャフト132も軸方向へ移動することになる。

10 【0080】第1給排通路100hおよび第2給排通路100iは、第1オイルコントロールバルブ98に接続されている。この第1オイルコントロールバルブ98には供給通路98aおよび排出通路98bが接続されている。そして、供給通路98aはクランクシャフト142（図4）の回転に伴って駆動されるオイルポンプPを介してオイルパン144に接続されており、排出通路98bはオイルパン144に直接接続されている。

20 【0081】第1オイルコントロールバルブ98はケーシング98cを備え、ケーシング98cには、第1給排ポート98d、第2給排ポート98e、第1排出ポート98f、第2排出ポート98gおよび供給ポート98hが設けられている。第1給排ポート98dには第1給排通路100hが接続され、第2給排ポート98eには第2給排通路100iが接続されている。更に、供給ポート98hには供給通路98aが接続され、第1排出ポート98fおよび第2排出ポート98gには排出通路98bが接続されている。また、ケーシング98c内には、4つの弁部98iを有してコイルスプリング98jおよび電磁ソレノイド98kによりそれぞれ逆の方向に付勢されるスプール98mが設けられている。

30 【0082】このような構成の第1オイルコントロールバルブ98において、電磁ソレノイド98kの消磁状態では、スプール98mがコイルスプリング98jの弾性力によりケーシング98cの電磁ソレノイド98k側に配置されて、第1給排ポート98dと第1排出ポート98fとが連通し、第2給排ポート98eと供給ポート98hとが連通する。この状態では、オイルパン144内の作動油が供給通路98a、第1オイルコントロールバルブ98および第2給排通路100iを介して、第2圧力室100gへ供給される。また、第1圧力室100f内にあった作動油が第1給排通路100h、第1オイルコントロールバルブ98および排出通路98bを介してオイルパン144内へ戻される。その結果、ピストン100bがシリンダヘッド8側へ移動し、ピストン100bに連動してコントロールシャフト132は矢印Sに示す方向の内、方向Fへ移動する。

40 【0083】例えば、ピストン100bが最もシリンダヘッド8側へ移動した場合における各仲介駆動機構120の状態が図21に示した状態である。この状態では、入力部122のローラ122fと揺動カム124、12

6のノーズ124d、126dとの位相差は最も大きくなる。なお、この状態はエンジン2が駆動していないためにオイルポンプPにより油圧が発生していない場合にも、コイルスプリング100eの付勢力によって達成される。

【0084】一方、電磁ソレノイド98kが励磁されたときには、スプール98mがコイルスプリング98jの付勢力に抗してケーシング98cのコイルスプリング98j側に配置されて、第2給排ポート98eが第2排出ポート98gと連通し、第1給排ポート98dが供給ポート98hと連通する。この状態では、オイルパン144内の作動油が供給通路98a、第1オイルコントロールバルブ98および第1給排通路100hを介して第1圧力室100fへ供給される。また、第2圧力室100g内にあった作動油が第2給排通路100i、第1オイルコントロールバルブ98および排出通路98bを介してオイルパン144内に戻される。その結果、ピストン100bがシリンダヘッド8の外側へ移動し、ピストン100bに連動してコントロールシャフト132が矢印Sに示す方向の内、方向Rへ移動する。

【0085】例えば、ピストン100bが最もシリンダヘッド8の外側へ移動した場合における各仲介駆動機構120の状態が図23に示した状態である。この状態では、入力部122のローラ122fと揺動カム124、126のノーズ124d、126dとの位相差は最も小さくなる。

【0086】更に、電磁ソレノイド98kへの給電を制御し、スプール98mをケーシング98cの中間に位置させると、第1給排ポート98dおよび第2給排ポート98eが閉塞され、それら給排ポート98d、98eを通じての作動油の移動が禁止される。この状態では、第1圧力室100fおよび第2圧力室100gに対して作動油の給排が行われず、第1圧力室100fおよび第2圧力室100g内に作動油が充填保持される。このことにより、ピストン100bおよびコントロールシャフト132の軸方向での位置が固定される。図22に示す状態はこの位置固定の状態を表している。例えば、図21と図23とに示した状態の中間の状態に固定することにより、入力部122のローラ122fと揺動カム124、126のノーズ124d、126dとの位相差を中間状態に固定することができる。

【0087】また、電磁ソレノイド98kへの給電をデューティ制御することで、第1給排ポート98dにおける開度あるいは第2給排ポート98eにおける開度を調整して、供給ポート98hから第1圧力室100fまたは第2圧力室100gへの作動油の供給速度を制御することができる。

【0088】各仲介駆動機構120の入力部122に設けられているローラ122fは、図2に示したごとく吸気カム45aに接触している。このため各仲介駆動機構

120の入力部122は吸気カム45aのカム面のプロフィールに応じて支持パイプ130の軸周りに揺動する。なお、ローラ122fを支持しているアーム122c、122dにはローラ122fを吸気カム45a方向へ付勢する圧縮状スプリング122gがシリンダヘッド8との間に設けられている。このため、ローラ122fは常に吸気カム45aのカム面に接触している。

【0089】一方、揺動カム124、126はそれぞれベース円部分（ノーズ124d、126dを除いた部分）で2つのロッカーアーム13の中央に設けられた各ローラ13aに接触している。このロッカーアーム13はシリンダヘッド8の中央側の基端部13cでアジャスタ13bにて揺動可能に支持され、シリンダヘッド8の外側の先端部13dにて各吸気バルブ12a、12bのステムエンド12cにそれぞれ接触している。

【0090】前述したごとく、リフト量可変アクチュエータ100のピストン100bの位置を調整することで、コントロールシャフト132とスライダギア128とを介して、入力部122のローラ122fと揺動カム124、126のノーズ124d、126dとの位相差が調整できる。このため、リフト量可変アクチュエータ100のピストン100bの位置を調整することで、図24～図27に示すごとく吸気バルブ12a、12bのリフト量を連続的に可変とすることができる。

【0091】ここで、図24は図21に対応する要部縦断面図であり、リフト量可変アクチュエータ100のピストン100bを最もF方向へ移動させた状態の仲介駆動機構120の状態を示している。なお、図24～図27では第2揺動カム126が第1吸気バルブ12aを駆動する機構を示しているが、第1揺動カム124が第2吸気バルブ12bを駆動する機構についても同じであるので、第1揺動カム124および第2吸気バルブ12bの符号も併記して説明する。

【0092】図24（A）では吸気カム45aのベース円部分（ノーズ45bを除いた部分）が、仲介駆動機構120における入力部122のローラ122fに接触している。このとき、揺動カム124、126のノーズ124d、126dはロッカーアーム13のローラ13aには接触しておらず、ノーズ124d、126dに隣接したベース円部分が接触している。このため、吸気バルブ12a、12bは閉弁状態にある。

【0093】吸気カムシャフト45が回転して吸気カム45aのノーズ45bが入力部122のローラ122fを押下げると、仲介駆動機構120内では入力部122からスライダギア128を介して揺動カム124、126に揺動が伝達されて、揺動カム124、126はノーズ124d、126dを押下げるように揺動する。このことによりノーズ124d、126dに設けられた湾曲状のカム面124e、126eが直ちにロッカーアーム13のローラ13aに接触して、図24（B）に示

すごとく、カム面 124 e、126 e の全範囲を使用し  
てロッカーアーム 13 のローラ 13 a を押し下げる。こ  
のことに、ロッカーアーム 13 は基端部 13 c 側を  
中心に揺動し、ロッカーアーム 13 の先端部 13 d は大  
きくステムエンド 12 c を押し下げる。こうして吸気バル  
ブ 12 a、12 b は最大のリフト量にて吸気ポート 1  
4 a、14 b を開放状態とする。

【0094】図 25 はリフト量可変アクチュエータ 100  
のピストン 100 b を図 24 の状態から少し R 方向へ  
移動させた場合の仲介駆動機構 120 の状態を示してい  
る。図 25 (A) では吸気カム 45 a のベース円部分  
が、仲介駆動機構 120 における入力部 122 のローラ  
122 f に接触している。このとき、揺動カム 124、  
126 のノーズ 124 d、126 d はロッカーアーム 1  
3 のローラ 13 a には接触しておらず、図 24 の場合に  
比較して少しノーズ 124 d、126 d から離れたベ  
ース円部分が接触している。このため、吸気バルブ 12  
a、12 b は閉弁状態にある。これは仲介駆動機構 12  
0 内でスライダギア 128 が少し R 方向に移動したた  
め、入力部 122 のローラ 122 f と揺動カム 124、  
126 のノーズ 124 d、126 d との位相差が小さく  
なったためである。

【0095】吸気カムシャフト 45 が回転して吸気カム  
45 a のノーズ 45 b が入力部 122 のローラ 122 f  
を押し下げると、仲介駆動機構 120 内では入力部 12  
2 からスライダギア 128 を介して揺動カム 124、1  
26 に揺動が伝達されて、揺動カム 124、126 はノ  
ーズ 124 d、126 d を押し下げるように揺動する。

【0096】上述したごとく、図 25 (A) の状態では  
ロッカーアーム 13 のローラ 13 a はノーズ 124 d、  
126 d から離れたベース円部分が接触している。この  
ため、揺動カム 124、126 が揺動しても、しばらく  
はロッカーアーム 13 のローラ 13 a はノーズ 124  
d、126 d に設けられた湾曲状のカム面 124 e、1  
26 e に接触することなくベース円部分に接触した状態  
を継続する。その後、湾曲状のカム面 124 e、126  
e がローラ 13 a に接触して、図 25 (B) に示すごと  
くロッカーアーム 13 のローラ 13 a を押し下げる。こ  
のことに、ロッカーアーム 13 は基端部 13 c を中  
心に揺動する。しかし、ロッカーアーム 13 のローラ 1  
3 a が当初、ノーズ 124 d、126 d から離れている  
分、カム面 124 e、126 e の使用範囲は少なくな  
ってロッカーアーム 13 の揺動角度は小さくなり、ロッ  
カーアーム 13 の先端部 13 d によるステムエンド 12 c  
の押し下げ量、すなわちリフト量は少なくなる。こう  
して吸気バルブ 12 a、12 b は最大量よりも小さいリ  
フト量にて吸気ポート 14 a、14 b を開放状態とする。

【0097】図 26 はリフト量可変アクチュエータ 100  
のピストン 100 b を図 25 の状態から更に R 方向へ  
移動させた状態の仲介駆動機構 120 の状態を示してい

る。図 26 (A) では吸気カム 45 a のベース円部分  
が、仲介駆動機構 120 における入力部 122 のローラ  
122 f に接触している。このとき、揺動カム 124、  
126 のノーズ 124 d、126 d はロッカーアーム 1  
3 のローラ 13 a には接触しておらず、図 25 の場合よ  
りも更にノーズ 124 d、126 d から離れたベース円  
部分が接触している。このため、吸気バルブ 12 a、1  
2 b は閉弁状態にある。これは仲介駆動機構 120 内で  
スライダギア 128 が更に R 方向に移動したため、入力  
部 122 のローラ 122 f と揺動カム 124、126 の  
ノーズ 124 d、126 d との位相差が更に小さくな  
ったためである。

【0098】吸気カムシャフト 45 が回転して吸気カム  
45 a のノーズ 45 b が入力部 122 のローラ 122 f  
を押し下げると、仲介駆動機構 120 内では入力部 12  
2 からスライダギア 128 を介して揺動カム 124、1  
26 に揺動が伝達されて、揺動カム 124、126 はノ  
ーズ 124 d、126 d を押し下げるように揺動する。

【0099】上述したごとく、図 26 (A) の状態で  
は、ロッカーアーム 13 のローラ 13 a はノーズ 124  
d、126 d からかなり離れたベース円部分が接触して  
いる。このため、揺動カム 124、126 が揺動を開始  
しても、しばらくはロッカーアーム 13 のローラ 13 a  
はノーズ 124 d、126 d に設けられた湾曲状のカム  
面 124 e、126 e に接触することなくベース円部分  
に接触した状態を継続する。その後、湾曲状のカム面  
124 e、126 e がローラ 13 a に接触して、図 26  
(B) に示すごとくロッカーアーム 13 のローラ 13 a  
を押し下げる。このことに、ロッカーアーム 13 は  
基端部 13 c を中心に揺動する。しかし、ロッカーア  
ーム 13 のローラ 13 a が当初、ノーズ 124 d、126  
d からかなり離れている分、カム面 124 e、126 e  
の使用範囲は更に少なくなってロッカーアーム 13 の揺  
動角度は更に小さくなり、ロッカーアーム 13 の先端部  
13 d によるステムエンド 12 c の押し下げ量、すなわ  
ちリフト量はかなり少なくなる。こうして吸気バルブ 1  
2 a、12 b は最大量よりもかなり小さいリフト量にて  
吸気ポート 14 a、14 b を開放状態とする。

【0100】図 27 は図 23 に対応する要部縦断面図で  
あり、リフト量可変アクチュエータ 100 のピストン 1  
00 b を最も R 方向へ移動させた場合の仲介駆動機構 1  
20 の状態を示している。

【0101】図 27 (A) では吸気カム 45 a のベース  
円部分が、仲介駆動機構 120 における入力部 122 の  
ローラ 122 f に接触している。このとき、揺動カム 1  
24、126 のノーズ 124 d、126 d はロッカーア  
ーム 13 のローラ 13 a には接触しておらず、ノーズ 1  
24 d、126 d から大きく離れたベース円部分が接触  
している。このため、吸気バルブ 12 a、12 b は閉弁  
状態にある。これは仲介駆動機構 120 内でスライダギ

ア128が最大にR方向に移動したため、入力部122のローラ122fと揺動カム124、126のノーズ124d、126dとの位相差が最小になったためである。

【0102】吸気カムシャフト45が回転して吸気カム45aのノーズ45bが入力部122のローラ122fを押し下げると、伸介駆動機構120内では入力部122からスライダギア128を介して揺動カム124、126に揺動が伝達されて、揺動カム124、126はノーズ124d、126dを押し下げようように揺動する。

【0103】上述したごとく、図27(A)の状態ではロッカーアーム13のローラ13aにはノーズ124d、126dから大きく離れたベース円部分が接触している。このため、揺動の全期間、ロッカーアーム13のローラ13aはノーズ124d、126dに設けられた湾曲状のカム面124e、126eに接触することなくベース円部分に接触した状態を継続する。すなわち、図27(B)に示すごとく、吸気カム45aのノーズ45bが入力部122のローラ122fを最大に押し下げても、湾曲状のカム面124e、126eはロッカーアーム13のローラ13aを押し下げるために使用されることはない。このことにより、ロッカーアーム13は基端部13cを中心に揺動することがなくなり、ロッカーアーム13の先端部13dによるステムエンド12cの押し下げ量、すなわちリフト量は0となる。こうして吸気バルブ12a、12bは吸気ポート14a、14bの閉鎖状態を維持する。

【0104】このようにリフト量可変アクチュエータ100のピストン100bの位置調整により、図28のグラフに示すリフト量バタンの間で、吸気バルブ12a、12bのリフト量が連続的に調整可能となる。すなわち、リフト量可変アクチュエータ100、コントロールシャフト132、スライダギア128、入力部122のヘリカルスプライン122bおよび揺動カム124、126のヘリカルスプライン124b、126bにより、伸介位相差可変手段が構成されている。

【0105】次に、図29および図30に基づいて回転位相差可変アクチュエータ104について説明する。回転位相差可変アクチュエータ104はクランクシャフト142の回転力を吸気カムシャフト45に伝達する位置に配置されて、クランクシャフト142に対する吸気カムシャフト45の回転位相差を変更することができるものである。

【0106】図29は縦断面図、図30は図29のA-A線に沿った断面を示す。なお、図29に示す内部ロータ234およびその関連部分の図は、図30のB-B線に沿った断面図として描かれている。

【0107】図4に示したシリンダヘッド8の立壁部136、138、139は、吸気カムシャフト45に対してはジャーナル軸受部をなしている。したがって、図2

9に示すごとく、シリンダヘッド8の立壁部139およびベアリングキャップ230は、吸気カムシャフト45のジャーナル45cを回転可能に支持する。吸気カムシャフト45の先端面にボルト232により固定された内部ロータ234は、ノックピン（図示略）により吸気カムシャフト45に対して回り止めされ、吸気カムシャフト45と一体的に回転する。内部ロータ234はその外周面に複数のベーン236を有する。

【0108】一方、吸気カムシャフト45の先端部に、吸気カムシャフト45に対して相対回転可能に設けられたタイミングスプロケット224aは、その外周に複数の外歯224bを有する。そして、タイミングスプロケット224aの先端側の面に、順に取り付けられた側板238、ハウジング本体240およびカバー242はいずれもハウジングの一部としてボルト244によりタイミングスプロケット224aに固定され、タイミングスプロケット224aと一体に回転する。

【0109】また、カバー242はハウジング本体240および内部ロータ234の先端側の面を覆っている。ハウジング本体240は内部ロータ234を内包するように設けられ、その内周面に複数の突条246を有する。

【0110】内部ロータ234のベーン236の1つは、吸気カムシャフト45の軸方向に沿って延びる貫通孔248を有する。貫通孔248内において移動可能に収容されたロックピン250は、その内部に収容孔250aを有する。この収容孔250a内に設けられたスプリング254は、ロックピン250を側板238へ向かって付勢する。ロックピン250が側板238に設けられた係止穴252に対向していた場合には、ロックピン250がスプリング254の付勢力により係止穴252に進入して係止し、側板238に対する内部ロータ234の相対回転位置が固定される。これにより、ハウジング本体240に対する内部ロータ234の相対回転が規制され、相対回転位置関係を維持して吸気カムシャフト45とタイミングスプロケット224aとが一体に回転する。

【0111】また、内部ロータ234はその先端側の面に形成された油溝256を有する。この油溝256はカバー242に形成された長孔258と、貫通孔248とを連通する。油溝256および長孔258は、貫通孔248の内部においてロックピン250よりも先端側にある空気あるいは油を外部に排出する機能を有する。

【0112】図30に示したごとく、内部ロータ234は、その中央部に位置する円筒状のボス260と、このボス260を中心に例えば90°毎の等間隔をもって形成された4つのベーン236とを備える。

【0113】一方、ハウジング本体240は、その内周面において、上記ベーン236同様、互いにほぼ等間隔をもって配置された4つの突条246を有する。各突条

246の間に4つ形成された凹部262には各ベーン236が挿入されている。各ベーン236の外周面は各凹部262の内周面に接し、各突条246の先端面はボス260の外周面に接している。このように各凹部262がベーン236により区画されることによって、回転方向における各ベーン236の両側にはそれぞれ第1油圧室264および第2油圧室266が形成されている。これらベーン236は隣接する2つの突条246の間を移動可能とされており、このため、内部ロータ234はベーン236が両側の突条246に当接する位置を相対回

動の限界位置として、その2つの限界位置とその間の中間領域とが内部ロータ234の相対回動の許容領域となっている。  
 【0114】タイミングスプロケット224aの回転方向（図30において矢印で示す。）と逆方向（以下、この方向を「遅角方向」と定義する。）の側に位置する第1油圧室264には、バルブタイミングを進める（進角させる）際に作動油が供給される。回転方向と同方向（以下、この方向を「進角方向」と定義する）の側に位置する第2油圧室266には、バルブタイミングを遅らせる（遅角させる）際に作動油が供給される。

【0115】また、各ベーン236および各突条246はその先端にそれぞれ溝268、270を有する。各ベーン236の溝268内には、シールプレート272と、このシールプレート272を付勢する板バネ274とが配設されている。同様に、各突条246の溝270内には、シールプレート276と、このシールプレート276を付勢する板バネ278とが配設されている。

【0116】ロックピン250は、エンジン始動時などの場合、あるいはECU60による油圧制御が開始されない場合などに機能するものである。すなわち、第1油圧室264の油圧がゼロあるいは十分に上昇していないときに、始動時のクランキング動作により、ロックピン250が係止穴252に挿入できる相対回動位置に到達し、図29に示したごとくロックピン250が係止穴252に進入し係止する。このようにロックピン250が係止穴252に係止した場合には、内部ロータ234とハウジング本体240との相対回動が禁止され、内部ロータ234とハウジング本体240とは一体となって回転することができる。

【0117】なお、係止穴252に係止されたロックピン250の解除は、供給される油圧が十分に上昇すれば、油路280を介して第2油圧室266から環状油空間282に油圧が供給されることにより行われる。すなわち、環状油空間282に供給される油圧が上昇することにより、スプリング254の付勢力に抗してロックピン250が係止穴252から外れ、ロックピン250の係止が解除される。また、別の油路284を介して第1油圧室264から係止穴252に油圧が供給されて、ロックピン250の解除状態が確実に保持される。このよ

うに、ロックピン250の係止が解除された状態で、ハウジング本体240および内部ロータ234間の相対回動が許容され、第1油圧室264および第2油圧室266に供給される油圧に対応して、ハウジング本体240に対する内部ロータ234の相対回動位相が調整可能となる。

【0118】次に、図29に基づき各第1油圧室264および各第2油圧室266に対して作動油の給排を行うための油給排構造について説明する。ジャーナル軸受けとして形成されているシリンダヘッド8の立壁部139は、内部に形成された第1油路286、第2油路288を有する。第1油路286は、吸気カムシャフト45の全周に形成された油溝290および油孔292を介して、吸気カムシャフト45の内部に形成された油通路294に通じている。この油通路294の先端側は、環状空間296に開口する。ボス260の内部において、放射状に形成された4つの油孔298は、環状空間296と各第1油圧室264とを連通し、環状空間296内に供給された作動油を各第1油圧室264に供給する。

【0119】第2油路288は、吸気カムシャフト45の全周に形成された油溝300に通じている。そして吸気カムシャフト45内に形成された油孔302、油通路304、油孔306および油溝308は、上記油溝300と、タイミングスプロケット224aに形成された環状の油溝310とを連通する。側板238は、図29および図30に示すように各突条246の側面近傍にて開口する4つの油孔312を有する。各油孔312は、油溝310と各第2油圧室266とを連通し、各第2油圧室266内に油溝310内の作動油を供給する。

【0120】第1油路286、油溝290、油孔292、油通路294、環状空間296および各油孔298は、各第1油圧室264に油を供給するための油路を形成している。第2油路288、油溝300、油孔302、油通路304、油孔306、油溝308、油溝310および各油孔312は、各第2油圧室266に作動油を供給するための油路を形成している。ECU60は、第2オイルコントロールバルブ102を駆動して、これらの油路を通じて第1油圧室264および第2油圧室266へ供給される油圧を制御する。

【0121】一方、貫通孔248を有するベーン236には、図30に示すように油路284が設けられている。この油路284は、前述したごとくロックピン250を解除状態に維持できるように、第1油圧室264および係止穴252に連通しており、第1油圧室264に供給された油圧が係止穴252にも供給可能となっている。

【0122】また、貫通孔248において、ロックピン250とベーン236との間には環状油空間282が形成されている。この環状油空間282は、前述したごとくロックピン250を解除できるように、図30に示す

10

20

30

40

50

油路280を介して第2油圧室266と連通しており、第2油圧室266に供給された油圧は環状油空間282にも供給可能となっている。

【0123】第2オイルコントロールバルブ102は、図29に示すごとくであり、構成は前述した第1オイルコントロールバルブ98と基本的な構成は同じである。なお第2オイルコントロールバルブ102の電磁ソレノイド102kの消磁状態においては、オイルパン144内の作動油が、第2油路288、油溝300、油孔302、油通路304、油孔306、油溝308、油溝310および各油孔312を介して第2油圧室266へ供給される。また第1油圧室264内にあった作動油は各油孔298、環状空間296、油通路294、油孔292、油溝290および第1油路286を介してオイルパン144内へ戻される。その結果、内部ロータ234と吸気カムシャフト45とがタイミングスプロケット224aに対して回転方向とは反対方向に相対回転する。すなわち吸気カムシャフト45は遅角される。

【0124】一方、電磁ソレノイド102kが励磁されたときには、オイルパン144内の作動油が第1油路286、油溝290、油孔292、油通路294、環状空間296および各油孔298を介して第1油圧室264へ供給される。また、第2油圧室266内にあった作動油は各油孔312、油溝310、油溝308、油孔306、油通路304、油孔302、油溝300および第2油路288を介してオイルパン144内へ戻される。その結果、内部ロータ234と吸気カムシャフト45とがタイミングスプロケット224aに対して回転方向と同方向に相対回転する。すなわち吸気カムシャフト45は進角される。図30の状態から進角した場合は、例えば図31に示すごとくとなる。

【0125】更に、電磁ソレノイド102kへの給電を制御して作動油の移動を禁止すると、第1油圧室264および第2油圧室266に対して作動油の給排が行われず、第1油圧室264および第2油圧室266内に作動油が充填保持される。このことにより、内部ロータ234および吸気カムシャフト45がタイミングスプロケット224aに対して固定される。例えば、図30や図31の状態が固定され、この状態で吸気カムシャフト45がクランクシャフト15から回転力を受けて回転することになる。

【0126】なお、エンジンの種類により異なるが、例えば、吸気カムシャフト45は、エンジン2の低回転時および高負荷高回転時に遅角されることにより、吸気バルブ12a、12bの開閉タイミングが遅らされ、エンジン2の高負荷低中回転あるいは中負荷時には吸気カムシャフト45は進角されることにより吸気バルブ12a、12bの開閉タイミングが早められる。これはエンジン2の低回転時にはオーバーラップを小さくしてエンジン回転の安定を図るとともに、エンジン2の高負荷高

回転時に吸気バルブ12a、12bを遅く閉じることにより燃焼室10への混合ガスの吸入効率を向上させるためである。また、高負荷低中回転あるいは中負荷時には、吸気バルブ12a、12bの開時期を早め、オーバーラップを大とすることでポンピングロスを減らし、燃費を向上させるためである。

【0127】次に、ECU60にて実行される吸気バルブ12a、12bのバルブ駆動制御について説明する。図32にバルブ駆動制御処理のフローチャートを示す。本処理は周期的に繰り返し実行される。なおフローチャート中の個々の処理ステップを「S～」で表す。

【0128】バルブ駆動制御処理が開始されると実行されると、まず、アクセル開度センサ76の信号に基づいて得られているアクセル開度ACCP、吸入空気量センサ84の信号に基づいて得られている吸気量GAおよびクランク角センサ82の信号に基づいて得られているエンジン回転数NEがRAM64の作業領域に読み込まれる(S110)。そして、この内のアクセル開度ACCPの値に基づいて、コントロールシャフト132の軸方向の目標変位Ltが設定される(S120)。本実施の形態1では、予め実験により適切な値を求めてROM66に記憶されている図33に示す1次元マップが用いられる。すなわち、アクセル開度ACCPが大きくなるほどコントロールシャフト132の目標変位Ltは小さく設定される。前述したごとくコントロールシャフト132の変位が大きくなるに応じて吸気バルブ12a、12bのリフト量は小さくなる。このことから、図33に示したマップは、アクセル開度ACCPが大きくなるほどリフト量が大きく設定され、吸気量GAが大きく調整されることを表している。

【0129】次に、図34に示すごとくコントロールシャフト132の目標変位Ltの値に応じてROM66内に複数設定されている目標進角値θtマップから適切なマップが選択される(S130)。この目標進角値θtマップは、予め実験により目標変位Ltの領域毎に吸気量GAとエンジン回転数NEとに対応した適切な目標進角値θtを求めてROM66に記憶されているものである。

【0130】これらのマップは、エンジンの種類により異なるが、バルブオーバーラップに関して言えば、例えば図35に示すごとくの領域に分類される。すなわち、

(1) アイドル領域では、バルブオーバーラップを無くして、排気の吹き返しを防止し燃焼を安定させエンジン回転を安定させる。(2) 軽負荷領域では、バルブオーバーラップを最小として、排気の吹き返しを抑制して燃焼を安定させエンジン回転を安定させる。(3) 中負荷領域では、ややバルブオーバーラップを大きくして、内部EGR率を高めて、ポンピングロスを少なくする。

(4) 高負荷低中速回転領域では、バルブオーバーラップを最大として、体積効率を向上させてトルクを大きく



する。(5)高負荷高速回転領域では、バルブオーバーラップ中〜大として、体積効率を向上させる。

【0131】このように目標変位 $L_t$ の値に応じた適切な目標進角値 $\theta_t$ マップが選択されると、次に吸気量 $G_A$ とエンジン回転数 $NE$ との値に基づいて、選択された2次元マップに基づいて回転位相差可変アクチュエータ104の目標進角値 $\theta_t$ を設定する(S140)。こうして一旦、処理を終了し、次の制御周期において再度ステップS110〜S140の処理を繰り返す。このようにして適切な目標変位 $L_t$ および目標進角値 $\theta_t$ が繰り返し更新設定される。

【0132】そして、この目標変位 $L_t$ を用いて図36のフローチャートに示すごとくリフト量可変制御処理が行われる。本処理は周期的に繰り返し実行される。図36の処理では、まずシャフト位置センサ90の信号から得られているコントロールシャフト132の実変位 $L_s$ がRAM64の作業領域に読み込まれる(S210)。

【0133】次に目標変位 $L_t$ と実変位 $L_s$ との偏差 $\Delta L$ が次式1に示すごとく算出される(S220)。

【0134】

【数1】

$$\Delta L \leftarrow L_t - L_s \quad \dots \text{【式1】}$$

次にこのように算出された偏差 $\Delta L$ に基づいて、PID制御計算を行い、実変位 $L_s$ が目標変位 $L_t$ に近づくように、第1オイルコントロールバルブ98の電磁ソレノイド98kに対する信号のデューティ $L_{duty}$ を算出する(S230)。そして、デューティ $L_{duty}$ を駆動回路96に出力し、デューティ $L_{duty}$ にて第1オイルコントロールバルブ98の電磁ソレノイド98kに信号が出力されるようにする(S240)。こうして一旦、処理を終了し、次の制御周期において再度ステップS210〜S240の処理を繰り返す。こうして目標変位 $L_t$ が実現されるように第1オイルコントロールバルブ98によりリフト量可変アクチュエータ100への作動油の供給がなされる。

【0135】更に、目標進角値 $\theta_t$ を用いて図37のフローチャートに示すごとく回転位相差可変制御処理が行われる。本処理は周期的に繰り返し実行される。図37の処理では、まずカム角センサ92とクランク角センサ82との信号の関係から得られている吸気カムシャフト45の実進角値 $\theta_s$ がRAM64の作業領域に読み込まれる(S310)。

【0136】次に目標進角値 $\theta_t$ と実進角値 $\theta_s$ との偏差 $\Delta\theta$ が次式2に示すごとく算出される(S320)。

【0137】

【数2】

$$\Delta\theta \leftarrow \theta_t - \theta_s \quad \dots \text{【式2】}$$

次にこのように算出された偏差 $\Delta\theta$ に基づいて、PID制御計算を行い、実進角値 $\theta_s$ が目標進角値 $\theta_t$ に近づくように、第2オイルコントロールバルブ102の電磁

ソレノイド102kに対する信号のデューティ $\theta_{duty}$ を算出する(S330)。そして、デューティ $\theta_{duty}$ を駆動回路96に出力し、デューティ $\theta_{duty}$ にて第2オイルコントロールバルブ102の電磁ソレノイド102kに信号が出力されるようにする(S340)。こうして一旦、処理を終了し、次の制御周期において再度ステップS310〜S340の処理を繰り返す。こうして目標進角値 $\theta_t$ が実現されるように第2オイルコントロールバルブ102により回転位相差可変アクチュエータ104への作動油の供給がなされる。

【0138】上述した構成において、ステップS120および図36の処理が吸気量制御装置としての処理に相当する。以上説明した本実施の形態1によれば、以下の効果が得られる。

【0139】(イ)、仲介駆動機構120は、入力部122と出力部としての揺動カム124、126とを有している。このことにより吸気カム45aにより入力部122が駆動されると揺動カム124、126がロッカーアーム13を介して吸気バルブ12a、12bを駆動する。

【0140】この仲介駆動機構120は、吸気カム45aが設けられている吸気カムシャフト45とは異なる軸である支持パイプ130にて揺動可能に支持されている。このため、吸気カム45aと仲介駆動機構120とは長く複雑なリンク機構にて接続しなくても、吸気カム45aが入力部122に接触して駆動すれば、そのまま揺動カム124、126とロッカーアーム13とを介して、吸気バルブ12a、12bのリフト量や作用角を、吸気カム45aの駆動状態に連動させることができる。

【0141】そしてリフト量可変アクチュエータ100、コントロールシャフト132、スライダギア128、入力部122のヘリカルスプライン122bおよび揺動カム124、126のヘリカルスプライン124b、126bにより、仲介駆動機構120の入力部122と揺動カム124、126との相対位相差を可変としている。具体的には、揺動カム124、126に形成されたノーズ124d、126dと入力部122のローラ122fとの相対位相差を可変とする。このため、吸気カム45aの駆動状態に応じて生じる吸気バルブ12a、12bのリフト開始を早めたり遅くしたりできる。したがって吸気カム45aの駆動に連動するリフト量や作用角の大きさを調整することができる。

【0142】このように長く複雑なリンク機構を用いず、入力部122に対する揺動カム124、126の相対位相差が変更されるという比較的簡素な構成でリフト量や作用角を可変とすることができる。したがって確実な作動と信頼性を実現する可変動弁機構を提供することができる。

【0143】(ロ)、揺動カム124、126は、ロッカーアーム13のローラ13aを介してバルブを駆動し

ているため吸気カム45aが伸介駆動機構120を介して吸気バルブ12a、12bを駆動するための摩擦抵抗が小さくなり、燃費を向上させることができる。

【0144】(ハ)．更に、入力部122のアーム122c、122dの先端にはローラ122fが設けられて、このローラ122fにて吸気カム45aに接触するので、吸気カム45aが伸介駆動機構120を介して吸気バルブ12a、12bを駆動するための摩擦抵抗が一層小さくなり、更に燃費を向上させることができる。

【0145】(ニ)．伸介駆動機構120においては、スライダギア128を備え、リフト量可変アクチュエータ100はスライダギア128を軸方向に移動させている。このことによりスライダギア128の入力用ヘリカルスプライン128aと入力部122のヘリカルスプライン122bとのスプライン機構により入力部122を揺動させる。更に、スライダギア128の出力用ヘリカルスプライン128c、128eと揺動カム124、126のヘリカルスプライン124b、126bとのスプライン機構により揺動カム124、126を揺動させる。このことにより入力部122と揺動カム124、126との間での相対揺動を実現させている。

【0146】このようにスプライン機構により入力部122と揺動カム124、126との相対位相差を可変としているので、徒に構成が複雑化せずにリフト量や作用角を可変とできる。したがって、可変動弁機構における確実な作動と信頼性を維持することができる。

【0147】(ホ)．伸介駆動機構120は、1つの入力部122と複数、ここでは2つの揺動カム124、126とを有し、これら複数の揺動カム124、126は同一気筒2aにおいて設けられている同数の吸気バルブ12a、12bを駆動している。このことにより、気筒2a毎に複数の吸気バルブ12a、12bが設けられていても、1つ吸気カム45aで対応することができる。このため、吸気カムシャフト45の構成が簡単となる。

【0148】(ヘ)．リフト量可変アクチュエータ100は伸介駆動機構120の入力部122と揺動カム124、126との相対位相差を連続可変としている。このように無段階に相対位相差を変化できるので、吸気バルブ12a、12bをエンジン2の運転状態に対して一層精密に対応したリフト量や作用角にすることが可能となる。したがって、吸気量調整制御の精度をより高めることができる。

【0149】(ト)．吸気カムシャフト45には、クランクシャフト15に対する相対回転位相差を連続的に可変とする回転位相差可変アクチュエータ104が設けられている。このことにより、リフト量または作用角の可変に加えて、エンジン2の運転状態に応じて吸気バルブ12a、12bのバルブタイミングを精密に進角したり遅角したりすることが可能となる。したがって、更にエンジン駆動制御の精度を高めることができる。

【0150】(チ)．図32のバルブ駆動制御処理のステップS120および図36のリフト量可変制御処理により、運転者のアクセルペダル74の操作に応じて吸気バルブ12a、12bのリフト量を変化させて吸気量を調整している。このためスロットルバルブを用いずに吸気量を調整することができ、エンジン2の構成を簡素化・軽量化することができる。

【0151】[その他の実施の形態]

・前記実施の形態1においては、図2に示したごとく、排気バルブ16a、16bについては排気カム46aによりロッカーアーム14のみを介して駆動されるのでリフト量や作用角が調整されることはない。この排気バルブ16a、16bのリフト量や作用角を調整して、排気行程時の排気の流れ制御や内部EGRの排気の戻り制御等を実行しても良い。すなわち、図38に示すごとく、排気カム46aとロッカーアーム14との間に伸介駆動機構520を設け、新たに設けたリフト量可変アクチュエータ(図示略)にて排気バルブ16a、16bのリフト量や作用角をエンジン2の運転状態に応じて調整してもよい。また、排気カムシャフト46に回転位相差可変アクチュエータを設けて、バルブタイミングも調整するようにしても良い。

【0152】・前記実施の形態1においては、コントロールシャフト132は支持パイプ130内に収納され、伸介駆動機構120全体は支持パイプ130にて支持されていた。これ以外に、図39(A)に示すごとく支持パイプを設けずに、コントロールシャフト532のみとして、コントロールシャフト532に支持パイプを兼ねさせてもよい。このことによりコントロールシャフト532は、図39(B)に示すごとくスライダギア528の軸方向の変位と伸介駆動機構520全体の支持との両方の役割を果たすことになる。この場合は、コントロールシャフト532はシリンダヘッドにおいてジャーナル軸受により軸方向に摺動可能に支持される。

【0153】・前記実施の形態1においては、伸介駆動機構120は、入力部122と揺動カム124、126とを端面で接触させていたが、これ以外に、伸介駆動機構内部への異物の侵入をより確実に防止するために、図40に示すごとく構成としても良い。すなわち、入力部522の両端に嵌合雌部522mを形成し、揺動カム524、526の開放端側にそれぞれ嵌合雄部524m、526mを設け、各嵌合雌部522mにそれぞれ嵌合雄部524m、526mを嵌合する。この嵌合部は摺動可能であることから、入力部522と揺動カム524、526とは相対的に揺動することが可能である。また雄雌を逆にしても良い。

【0154】・前記実施の形態1では、第1揺動カム124と第2揺動カム126とは同じ角度のヘリカルスプラインにより、スライダギア128と連結されているため、各気筒2aの2つの吸気バルブ12a、12bは、

共に同じリフト量変化および作用角変化を示している。これ以外に、第1揺動カム124と第2揺動カム126とは異なる角度のヘリカルスプラインとし、これに対応させてスライダギア128の第1出力用ヘリカルスプライン128cおよび第2出力用ヘリカルスプライン128eも形成することにより、同一の気筒内においても、2つの吸気バルブが異なるリフト量および作用角となるようにしてもよい。このことにより、2つの吸気バルブから異なる流量、あるいは異なるタイミングで燃焼室内に吸気を吹き込むことができるようになり、燃焼室内にスワール等の旋回流を生じさせることができる。このことにより、燃焼性を改良してエンジンの性能を向上させることができる。

【0155】・上述した内容は、ヘリカルスプラインの角度を異ならすことにより、バルブリフト量や作用角の差を設けたが、揺動カム124、126におけるノーズ124d、126dの位相位置に差を設けたり、あるいはノーズ124d、126dのカム面124e、126eの形状に差を設けることで、バルブリフト量や作用角に差を設けても良い。

【0156】・前記実施の形態1では、スロットルバルブが存在しないエンジンにおいて吸気量を調整するために、吸気バルブのリフト量を制御したが、スロットルバルブが備えられている場合にも適用できる。例えば、伸介駆動機構の調整により作用角が変化することから、作用角の変化によるバルブタイミングの調整等に用いても良い。

【0157】・前記実施の形態1では、伸介駆動機構120と吸気バルブ12a、12bとの間にロッカーアーム13が介在していたが、例えば、図41～図44に示すごとくバルブリフタ613に伸介駆動機構620の揺動カム626が接触して駆動する構成でも良い。図41～図44の各図において、(A)は吸気バルブ612の閉弁時、(B)は吸気バルブ612の開弁時を表している。揺動カム626のノーズ626dは前記実施の形態1の場合とは異なり凸状に湾曲し、その湾曲面626eにてバルブリフタ613の頂面613aに摺動するように当接する。伸介駆動機構620内部のスライダギアおよびスプライン機構は前記実施の形態1同じである。したがって、入力部622と揺動カム626との相対的位相差をスライダギアの軸方向への移動により変更し、図41の状態を最大のリフト量および作用角として、図42、図43、図44へと入力部622と揺動カム626との相対的位相差を小さくすると、リフト量および作用角が小さくなる。図44ではリフト量および作用角は0となり、吸気カムシャフト645に設けられた吸気カム645aが回転しても吸気バルブ612は閉じた状態を継続する。このような構成により、前記実施の形態1で述べた(イ)、(ハ)～(チ)と同様な効果を生じる。

【0158】・また、例えば、図45～図48に示す

とくバルブリフタ713に伸介駆動機構720の揺動カム726がローラ726eを介して接触して駆動する構成でも良い。図45～図48の各図において、(A)は吸気バルブ712の閉弁時、(B)は吸気バルブ712の開弁時を表している。揺動カム726のノーズ726dは前記実施の形態1の場合とは異なり先端にローラ726eを備えている。このローラ726eにてバルブリフタ713の頂面713aに当接する。伸介駆動機構720内部のスライダギアおよびスプライン機構は前記実施の形態1同じである。したがって、入力部722と揺動カム726との相対的位相差をスライダギアの軸方向への移動により変更し、図45の状態を最大のリフト量および作用角として、図46、図47、図48へと入力部722と揺動カム726との相対的位相差を小さくすると、リフト量および作用角が小さくなる。図48ではリフト量および作用角は0となり、吸気カムシャフト745に設けられた吸気カム745aが回転しても吸気バルブ712は閉じた状態を継続する。このような構成により、前記実施の形態1で述べた(イ)、(ハ)～

(チ)と同様な効果を生じる。更に、揺動カム726はノーズ726dの先端に設けられたローラ726eを介して吸気バルブ712を駆動しているため吸気カム745aが伸介駆動機構720を介して吸気バルブ712を駆動するための摩擦抵抗が更に小さくなり、燃費を向上させることができる。

【0159】・また、例えば、図49～図52に示すごとく伸介駆動機構820の揺動カム826が、バルブリフタ813側に設けられたローラ813aを介してバルブリフタ813に接触して吸気バルブ812を駆動する構成でも良い。図49～図52の各図において、(A)は吸気バルブ812の閉弁時、(B)は吸気バルブ812の開弁時を表している。バルブリフタ813は頂部にローラ813aを備えている。揺動カム826のノーズ826dは前記実施の形態1の場合とは異なり凹凸状に湾曲し、その湾曲面826eにてバルブリフタ813のローラ813aに当接する。伸介駆動機構820内部のスライダギアおよびスプライン機構は前記実施の形態1同じである。したがって、入力部822と揺動カム826との相対的位相差をスライダギアの軸方向への移動により変更し、図49の状態を最大のリフト量および作用角として、図50、図51、図52へと入力部822と揺動カム826との相対的位相差を小さくすると、リフト量および作用角が小さくなり、図52ではリフト量および作用角は0となり、吸気カムシャフト845に設けられた吸気カム845aが回転しても吸気バルブ812は閉じた状態を継続する。このような構成により、前記実施の形態1で述べた(イ)～(チ)と同様な効果を生じる。

【0160】・前記実施の形態1ではコントロールシャフトを軸方向に移動させるために油圧駆動のリフト量可

変アクチュエータを用いたが、これ以外にステッピングモータなどの電動アクチュエータを用いても良い。

【0161】・前記実施の形態1ではコントロールシャフトを軸方向に移動させることで、入力部と揺動カムとの相対位相差を変化させていたが、これ以外に、仲介駆動機構内に油圧アクチュエータを設け、調整された油圧を仲介駆動機構に供給することにより入力部と揺動カムとの相対位相差を変化させても良い。また、電動アクチュエータを仲介駆動機構内に設けることにより電気信号にて入力部と揺動カムとの相対位相差を変化させても良い。

【0162】・前記実施の形態1では、各仲介駆動機構には入力部が1つと揺動カムが2つ設けられていたが、揺動カムは1つでも良く、3つ以上でも良い。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施の形態1におけるエンジンおよびその制御システムの概略構成を表すブロック図。

【図2】実施の形態1のエンジンの縦断面図。

【図3】図2におけるY-Y断面図。

【図4】実施の形態1のシリンダヘッドにおけるカムシャフトおよび可変動弁機構を中心とした要部詳細図。

【図5】実施の形態1の仲介駆動機構の斜視図。

【図6】実施の形態1の仲介駆動機構の構成説明図。

【図7】実施の形態1の入力部の斜視図。

【図8】実施の形態1の入力部の構成説明図。

【図9】実施の形態1の第1揺動カムの斜視図。

【図10】実施の形態1の第1揺動カムの構成説明図。

【図11】実施の形態1の第2揺動カムの斜視図。

【図12】実施の形態1の第2揺動カムの構成説明図。

【図13】実施の形態1のスライダギアの斜視図。

【図14】実施の形態1のスライダギアの構成説明図。

【図15】実施の形態1の支持パイプの構成説明図。

【図16】実施の形態1のコントロールシャフトの構成説明図。

【図17】実施の形態1の支持パイプとコントロールシャフトとを組み合わせた状態の斜視図。

【図18】実施の形態1の支持パイプとコントロールシャフトとを組み合わせた状態の構成説明図。

【図19】実施の形態1の支持パイプ、コントロールシャフトおよびスライダギアを組み合わせた状態の斜視図。

【図20】実施の形態1の支持パイプ、コントロールシャフトおよびスライダギアを組み合わせた状態の構成説明図。

【図21】実施の形態1の仲介駆動機構の内部構成を示す一部破断斜視図。

【図22】実施の形態1のリフト量可変アクチュエータの構成を示す縦断面図。

【図23】実施の形態1の仲介駆動機構の駆動状態説明図。

【図24】実施の形態1の可変動弁機構の要部縦断面で示す動作説明図。

【図25】実施の形態1の可変動弁機構の要部縦断面で示す動作説明図。

【図26】実施の形態1の可変動弁機構の要部縦断面で示す動作説明図。

【図27】実施の形態1の可変動弁機構の要部縦断面で示す動作説明図。

【図28】実施の形態1の可変動弁機構により調節される吸気バルブのリフト量変化を示すグラフ。

【図29】実施の形態1の回転位相差可変アクチュエータの構成を示す縦断面図。

【図30】図29におけるA-A断面図。

【図31】実施の形態1の回転位相差可変アクチュエータの動作説明図。

【図32】実施の形態1のECUが実行するバルブ駆動制御処理のフローチャート。

【図33】実施の形態1においてアクセル開度ACCPの値に基づいてコントロールシャフトの軸方向の目標変位Ltを求めるための1次元マップ構成説明図。

【図34】実施の形態1においてエンジン回転数NEと吸気量GAとに基づいて吸気カムシャフトの目標進角値θtを求めるための2次元マップ構成説明図。

【図35】図34の2次元マップ内の領域構成説明図。

【図36】実施の形態1のECUが実行するリフト量可変制御処理のフローチャート。

【図37】実施の形態1のECUが実行する回転位相差可変制御処理のフローチャート。

【図38】実施の形態1の変形例1としての可変動弁機構の構成説明図。

【図39】実施の形態1の変形例2としての仲介駆動機構の構成説明図。

【図40】実施の形態1の変形例3としての仲介駆動機構の構成説明図。

【図41】実施の形態1の変形例4としての仲介駆動機構の構成説明図。

【図42】実施の形態1の変形例4としての仲介駆動機構の動作説明図。

【図43】実施の形態1の変形例4としての仲介駆動機構の動作説明図。

【図44】実施の形態1の変形例4としての仲介駆動機構の動作説明図。

【図45】実施の形態1の変形例5としての仲介駆動機構の構成説明図。

【図46】実施の形態1の変形例5としての仲介駆動機構の動作説明図。

【図47】実施の形態1の変形例5としての仲介駆動機構の動作説明図。

【図48】実施の形態1の変形例5としての仲介駆動機構の動作説明図。

【図49】実施の形態1の変形例6としての仲介駆動機構の構成説明図。

【図50】実施の形態1の変形例6としての仲介駆動機構の動作説明図。

【図51】実施の形態1の変形例6としての仲介駆動機構の動作説明図。

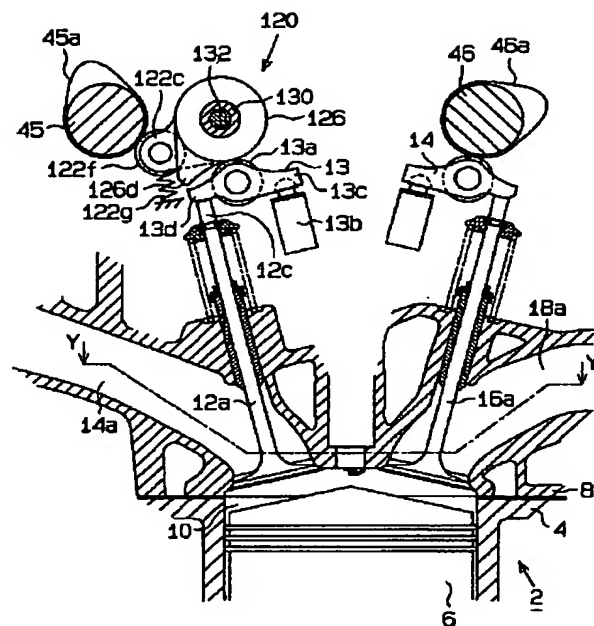
【図52】実施の形態1の変形例6としての仲介駆動機構の動作説明図。

【符号の説明】

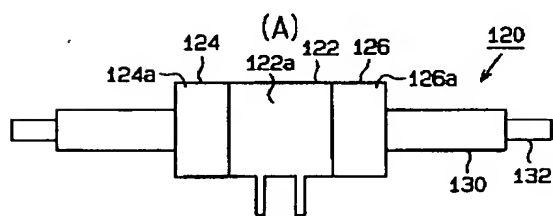
2…エンジン、2a…気筒、4…シリンダブロック、6…ピストン、8…シリンダヘッド、10…燃焼室、12a、12b…吸気バルブ、12c…ステムエンド、13…ロッカーアーム、13a…ローラ、13b…アジャスタ、13c…基端部、13d…先端部、14…ロッカーアーム、14a、14b…吸気ポート、15…クランクシャフト、16a、16b…排気バルブ、18a、18b…排気ポート、30…吸気マニホールド、30a…吸気通路、32…サージタンク、34…フューエルインジェクタ、40…吸気ダクト、42…エアクリーナ、45…吸気カムシャフト、45a…吸気カム、45b…ノーズ、45c…ジャーナル、46…排気カムシャフト、46a…排気カム、48…排気マニホールド、50…触媒コンバータ、60…ECU、62…双方向性バス、64…RAM、66…ROM、68…CPU、70…入力ポート、72…出力ポート、73…AD変換器、74…アクセルペダル、76…アクセル開度センサ、80…上死点センサ、82…クランク角センサ、84…吸入空気量センサ、86…水温センサ、88…空燃比センサ、92…カム角センサ、94…駆動回路、98…第1オイルコントロールバルブ、98a…供給通路、98b…排出通路、98c…ケーシング、98d、98e…給排ポート、98f…第1排出ポート、98g…第2排出ポート、98h…供給ポート、98i…弁部、98j…コイルスプリング、98k…電磁ソレノイド、98m…スプール、100…リフト量可変アクチュエータ、100a…シリンダチューブ、100b…ピストン、100c、100d…エンドカバー、100e…コイルスプリング、100f…第1圧力室、100g…第2圧力室、100h…第1給排通路、100i…第2給排通路、102…第2オイルコントロールバルブ、102k…電磁ソレノイド、104…回転位相差可変アクチュエータ、120…仲介駆動機構、122…入力部、122a…ハ

ウジング、122b、126b…ヘリカルスプライン、122c、122d…アーム、122e…シャフト、122f…ローラ、122g…スプリング、124…第1揺動カム、124a…ハウジング、124b…ヘリカルスプライン、124c、126c…軸受部、124d、126d…ノーズ、124e、126e…カム面、126…第2揺動カム、126a…ハウジング、128…スライダギア、128a…入力用ヘリカルスプライン、128b…小径部、128c、128e…出力用ヘリカルスプライン、128d…小径部、128f…貫通孔、128g…長孔、130…支持パイプ、130a…長孔、132…コントロールシャフト、136、138、139、140…立壁部、142…クランクシャフト、144…オイルパン、224a…タイミングスプロケット、224b…外歯、232…ボルト、234…内部ロータ、236…ベーン、240…ハウジング本体、242…カバー、244…ボルト、246…突条、248…貫通孔、250…ロックピン、250a…収容孔、252…係止穴、254…スプリング、256…油溝、258…長孔、260…円筒状のボス、262…凹部、264…第1油圧室、266…第2油圧室、268、270…溝、274…板バネ、276…シールプレート、278…板バネ、282…環状油空間、284…油路、288…第2油路、290…油溝、292…油孔、294…油通路、296…環状空間、298…油孔、300…油溝、302…油孔、304…油通路、306…油孔、308、310…油溝、312…油孔、520…仲介駆動機構、522…入力部、522m…嵌合雌部、524、526…揺動カム、524m、526m…嵌合雄部、528…スライダギア、532…コントロールシャフト、612…吸気バルブ、613…バルブリフタ、613a…頂面、620…仲介駆動機構、622…入力部、626…揺動カム、626d…ノーズ、626e…湾曲面、645…吸気カムシャフト、645a…吸気カム、712…吸気バルブ、713…バルブリフタ、713a…頂面、720…仲介駆動機構、722…入力部、726…揺動カム、726d…ノーズ、726e…ローラ、745…吸気カムシャフト、745a…吸気カム、812…吸気バルブ、813…バルブリフタ、813a…ローラ、820…仲介駆動機構、822…入力部、826d…ノーズ、845…吸気カムシャフト、845a…吸気カム。

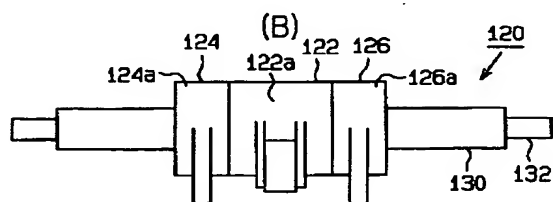
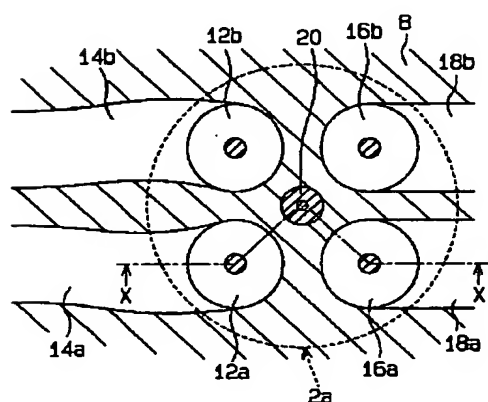
【圖2】



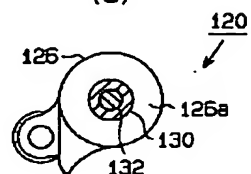
【図6】



【図3】

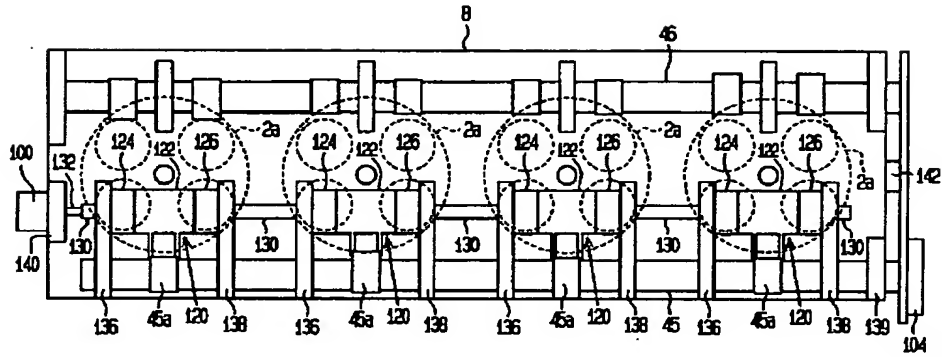


(C)

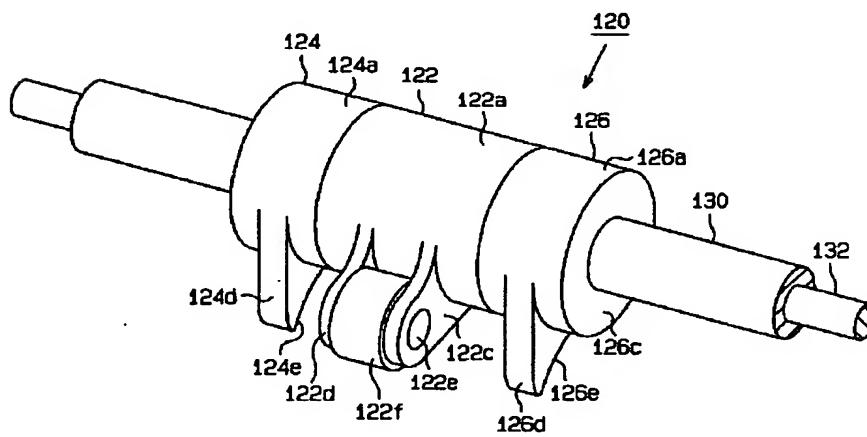




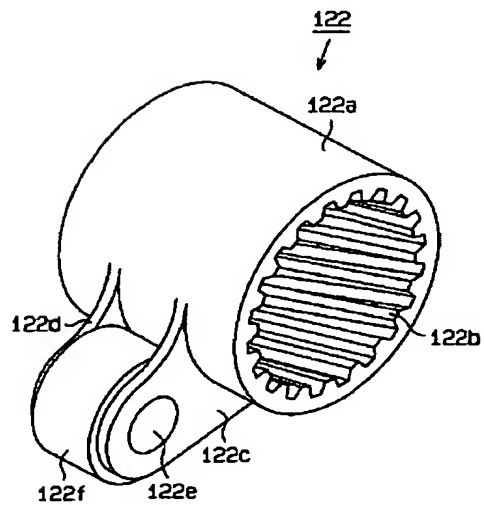
【図4】



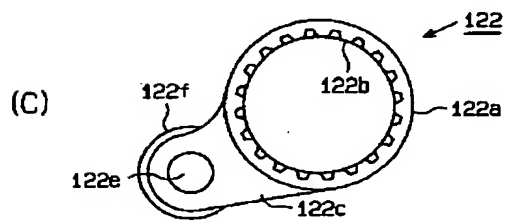
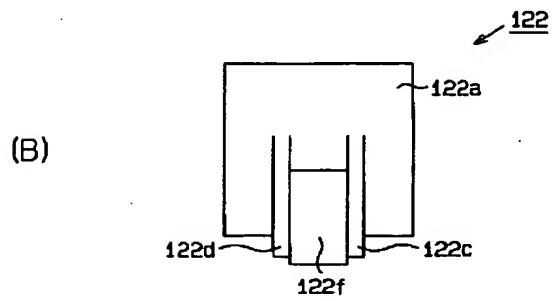
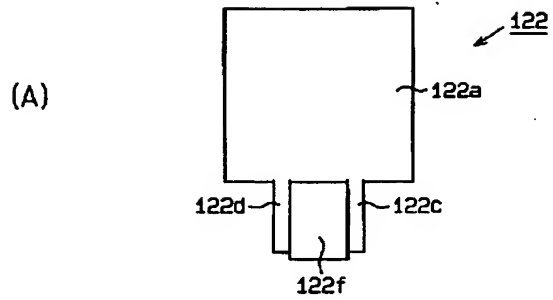
【図5】



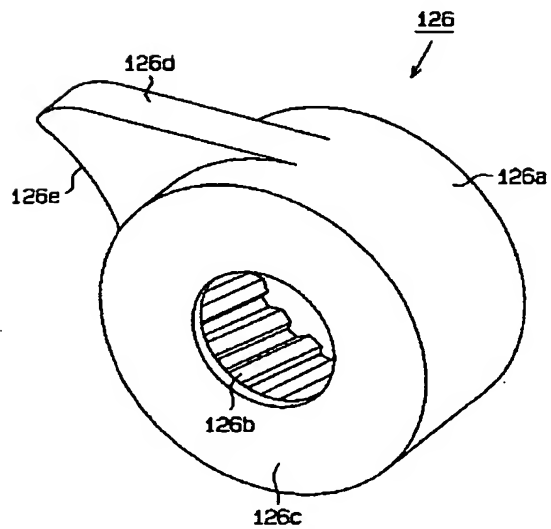
【図7】



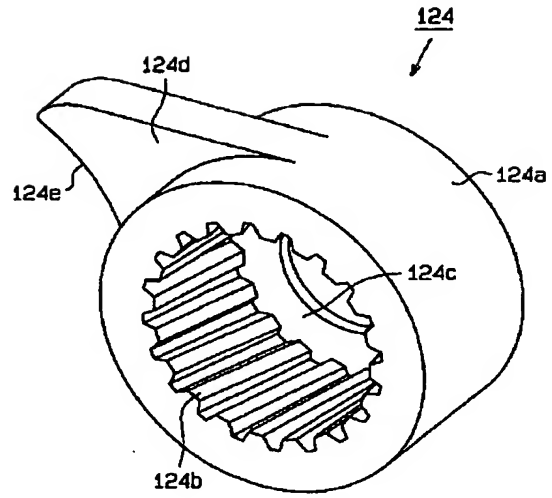
【図8】



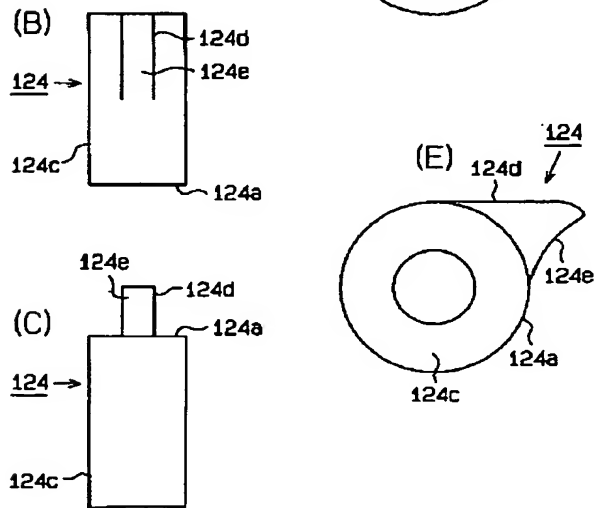
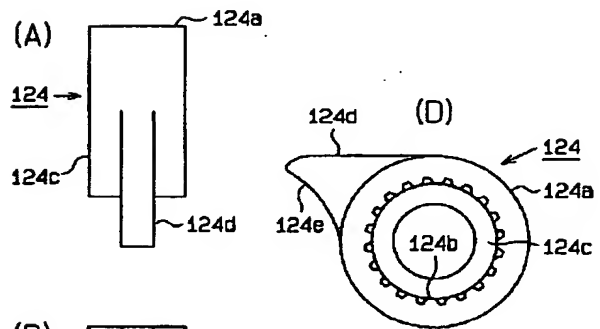
【図11】



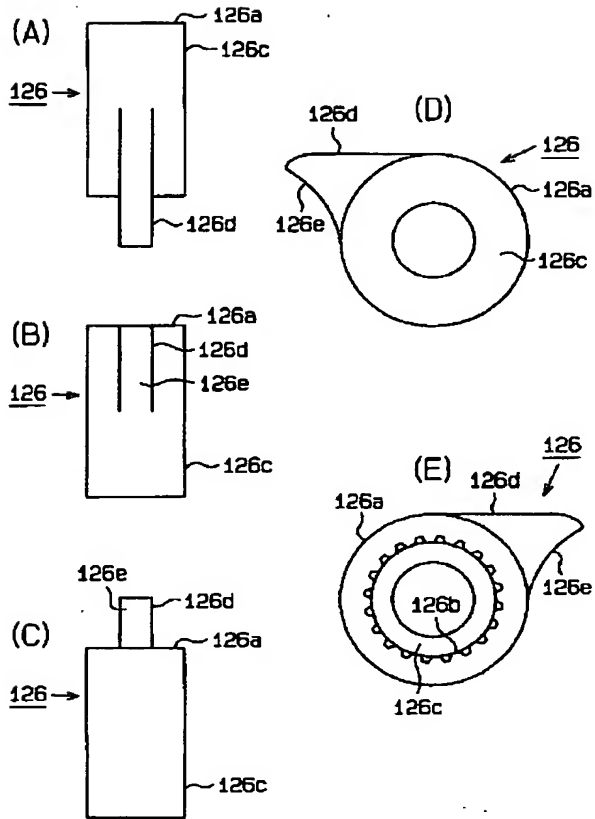
【図9】



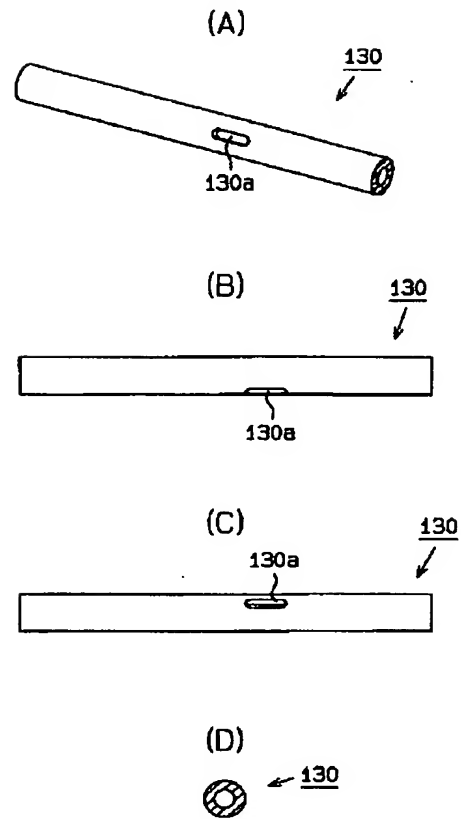
【図10】



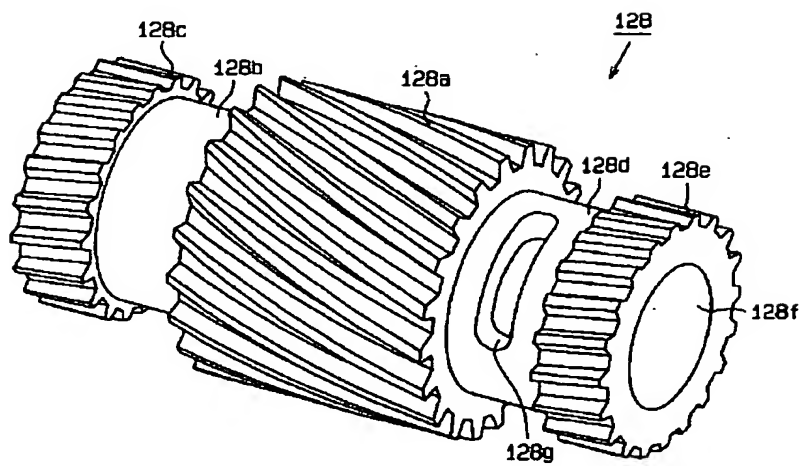
【図12】



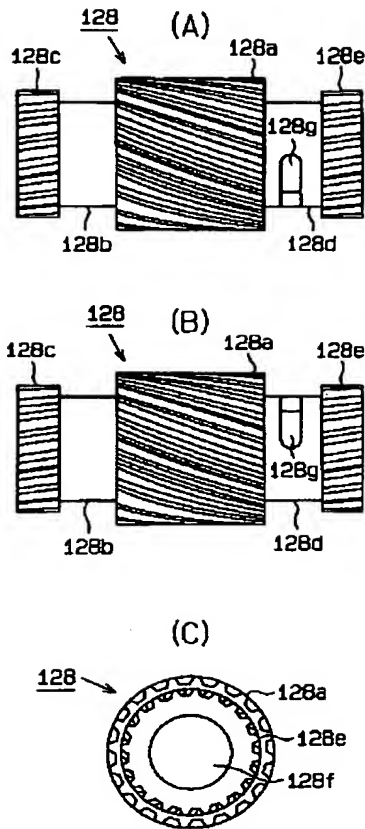
【図15】



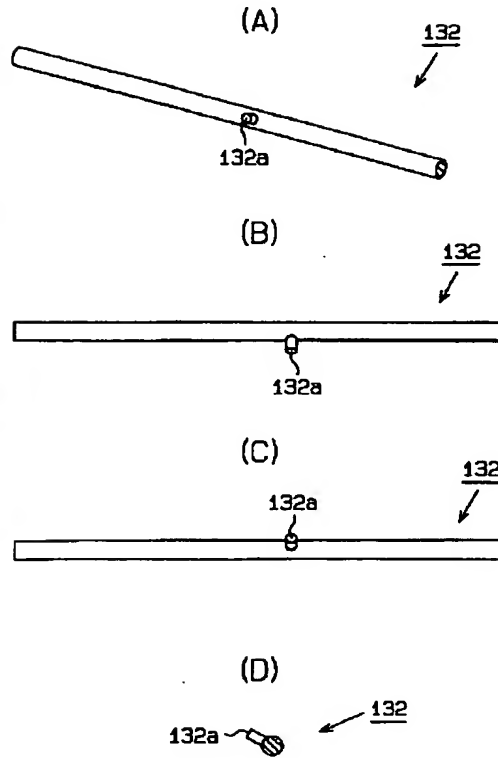
【図13】



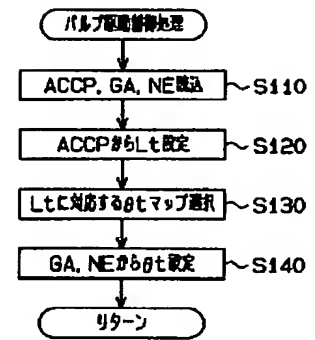
【図14】



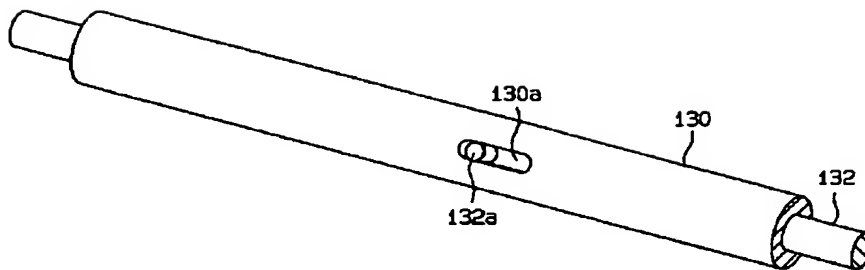
【図16】



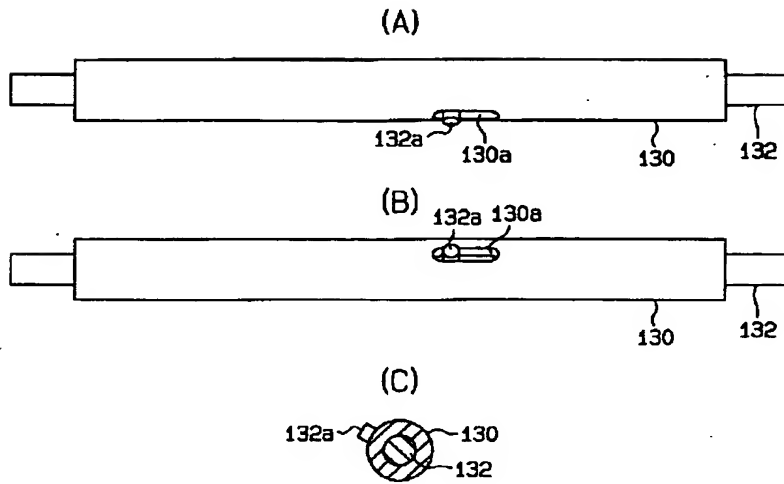
【図32】



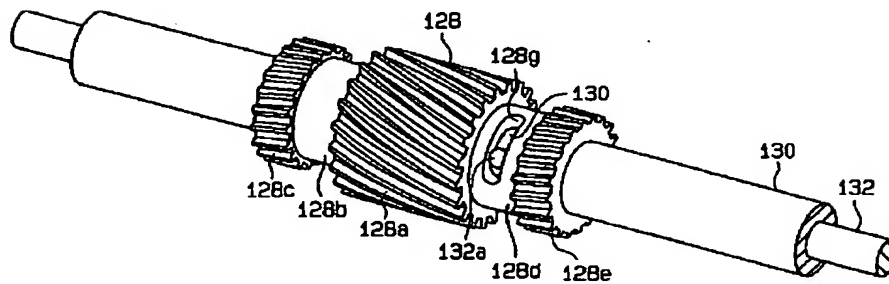
【図17】



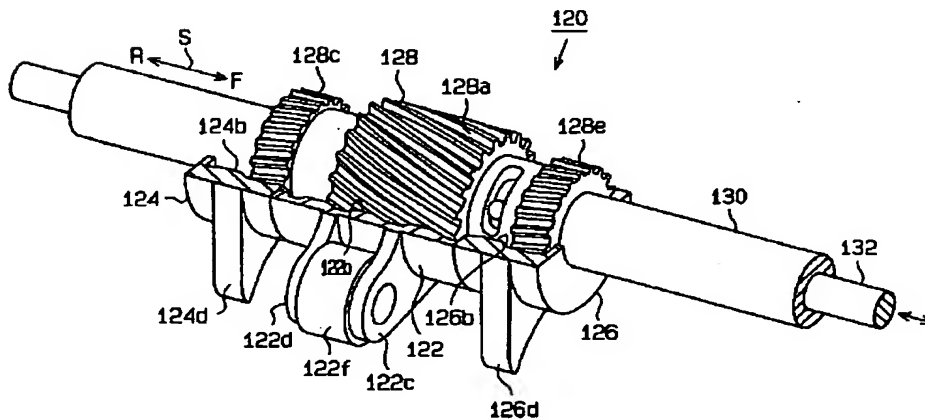
【図18】



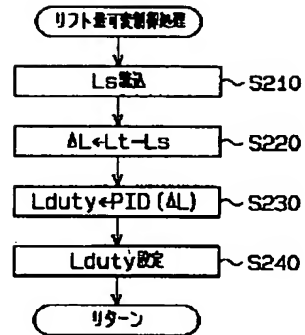
【図19】



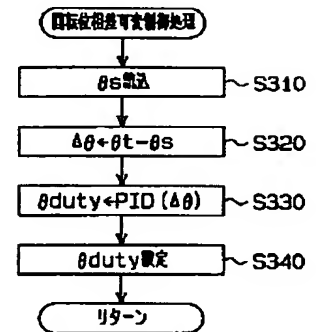
【図2.1】



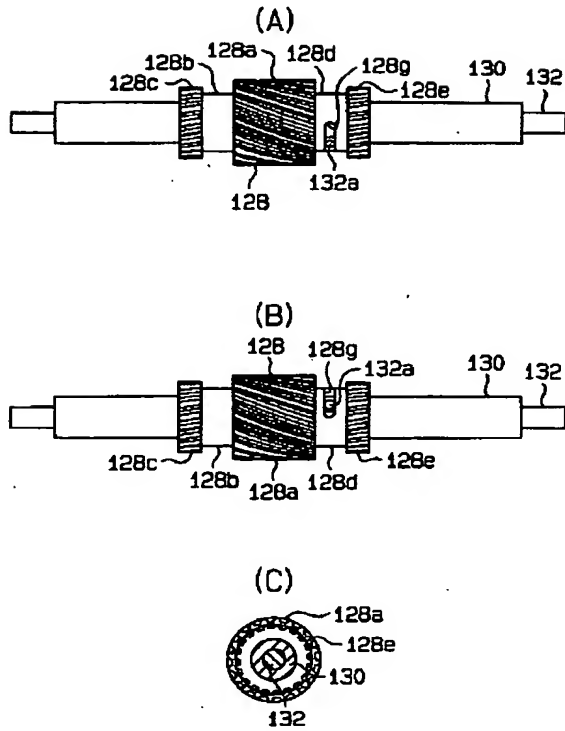
【図36】



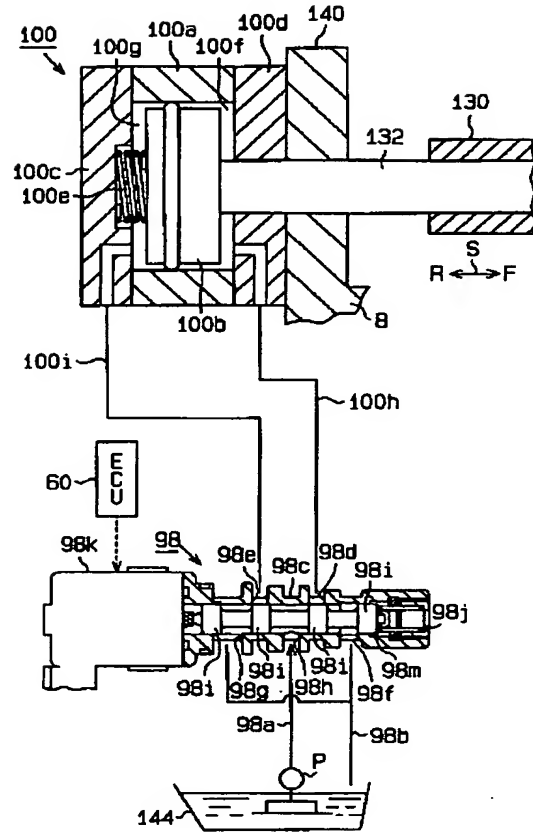
【図37】



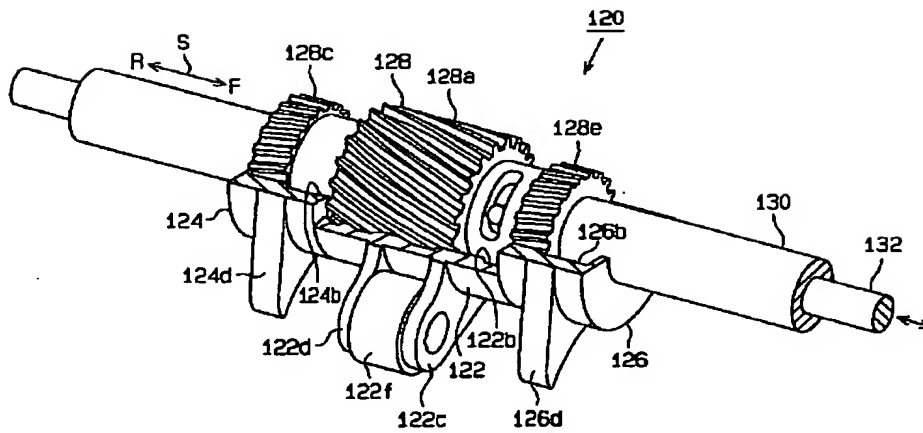
【図20】



【図22】

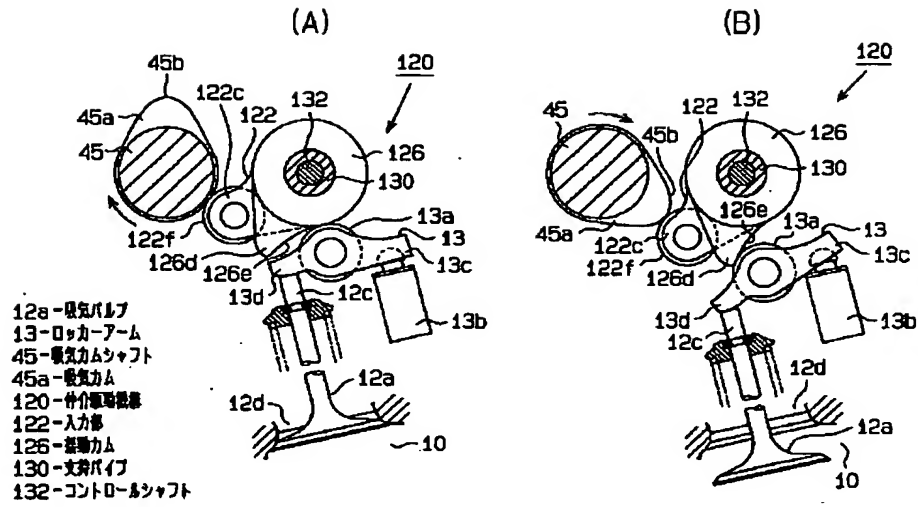


【図23】

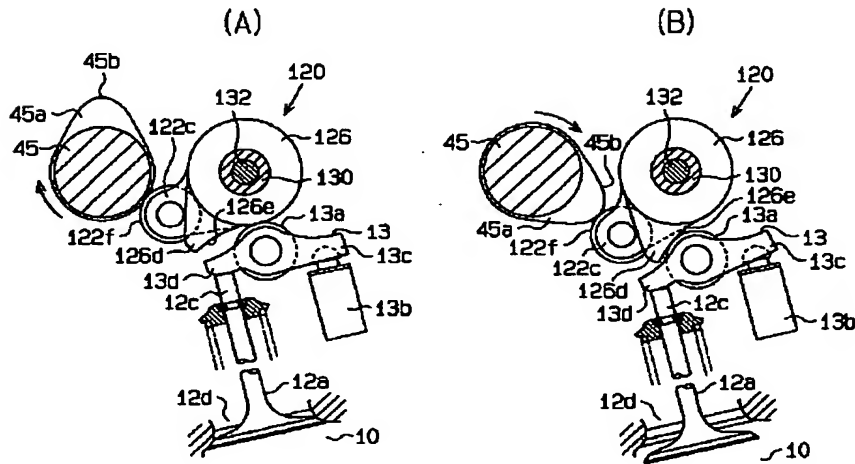




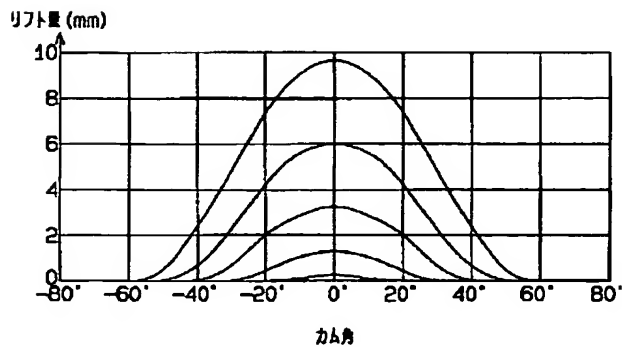
【図24】



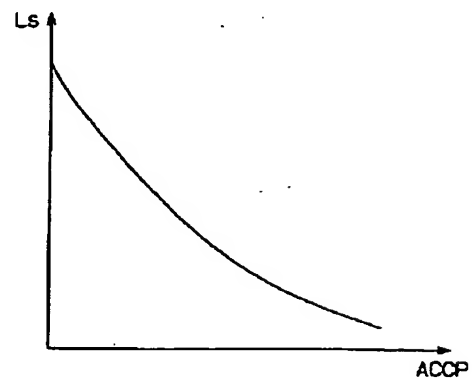
【図25】



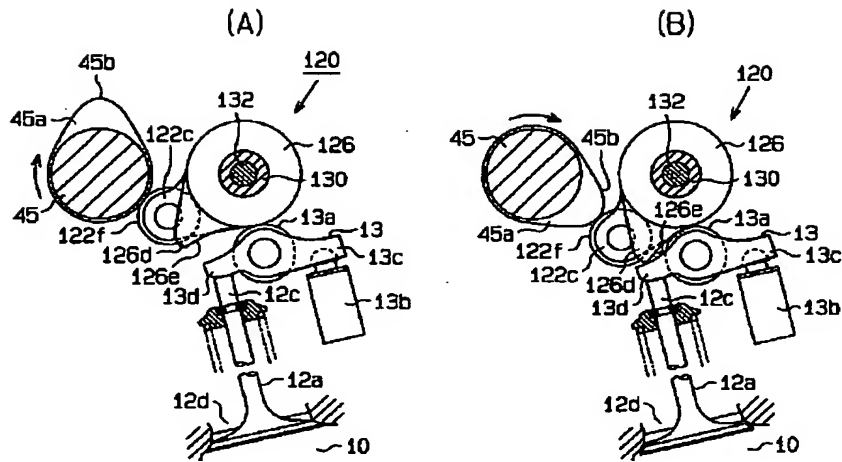
【図28】



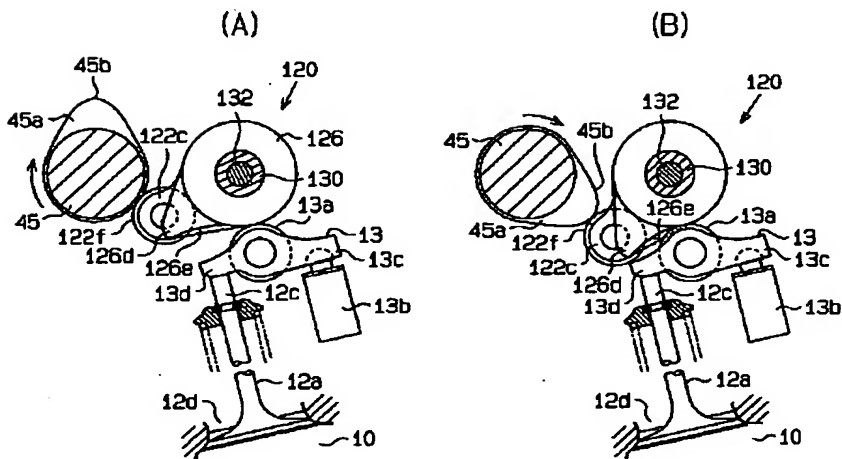
【図33】



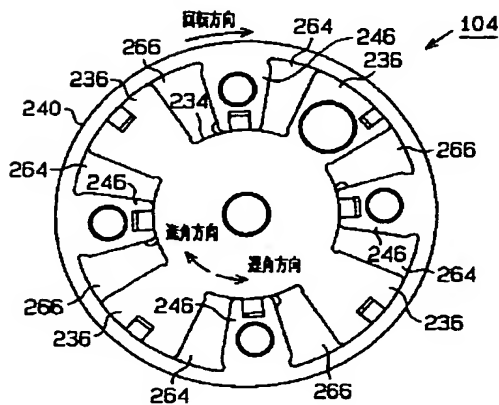
【図26】



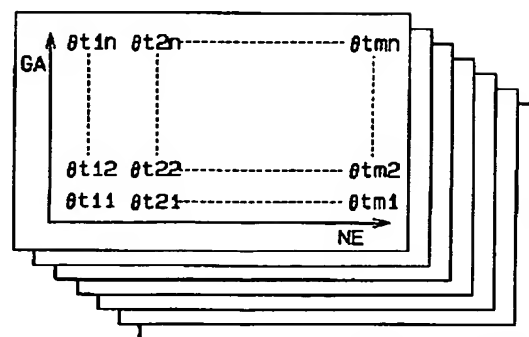
【図27】



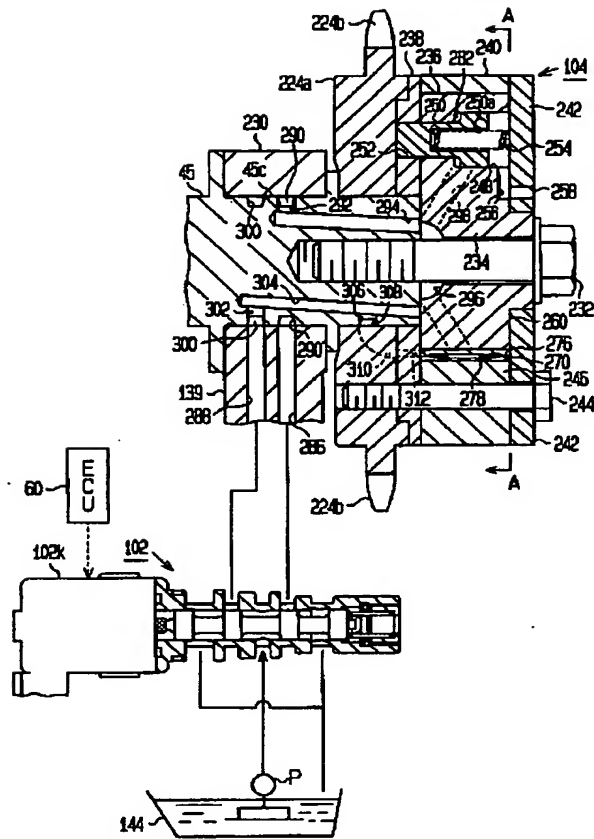
【図31】



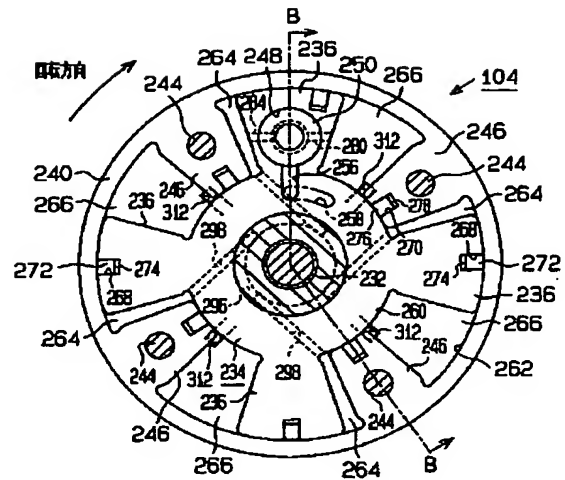
【図34】



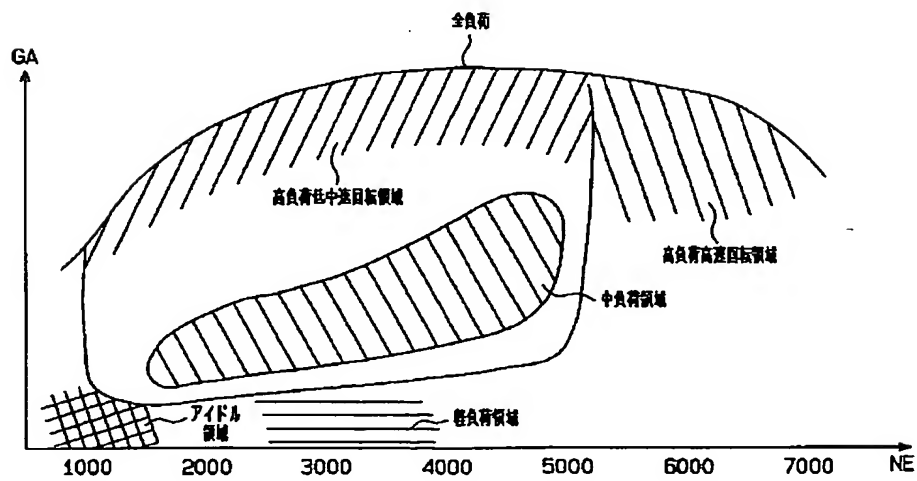
【図29】



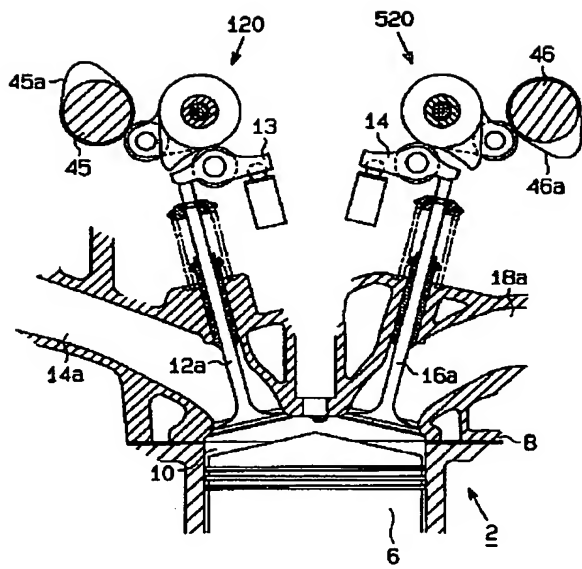
【図30】



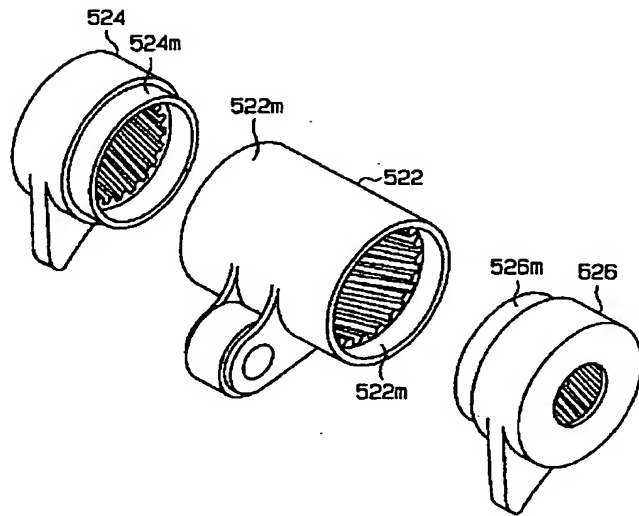
【図35】



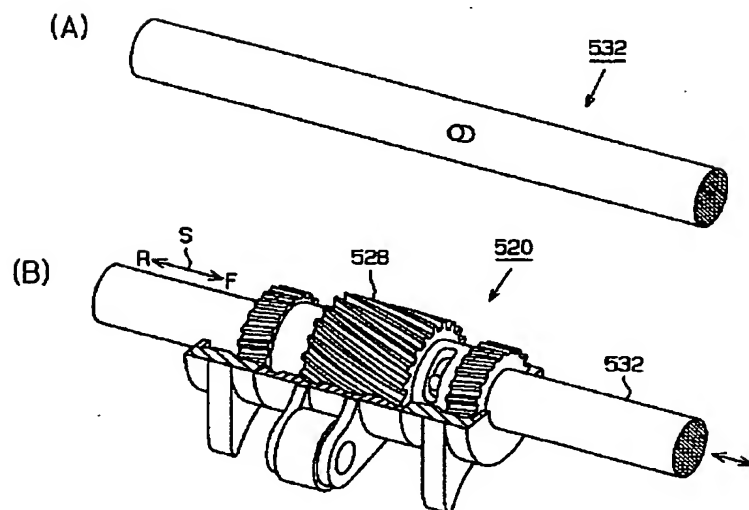
【図38】



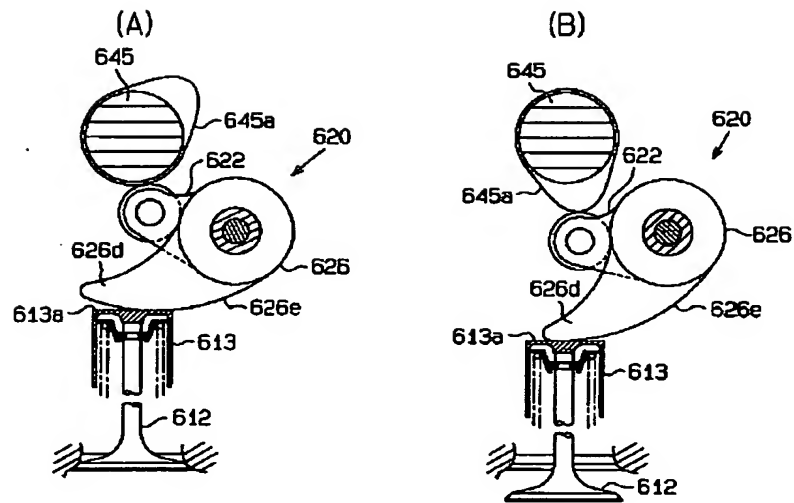
【図40】



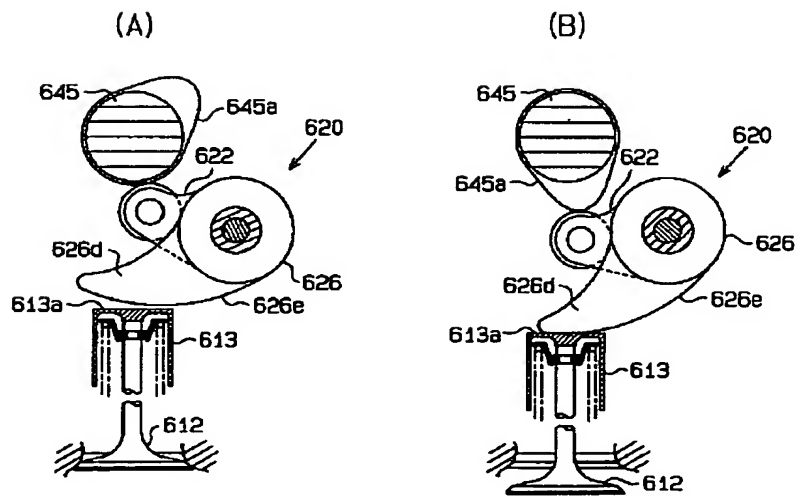
【図39】



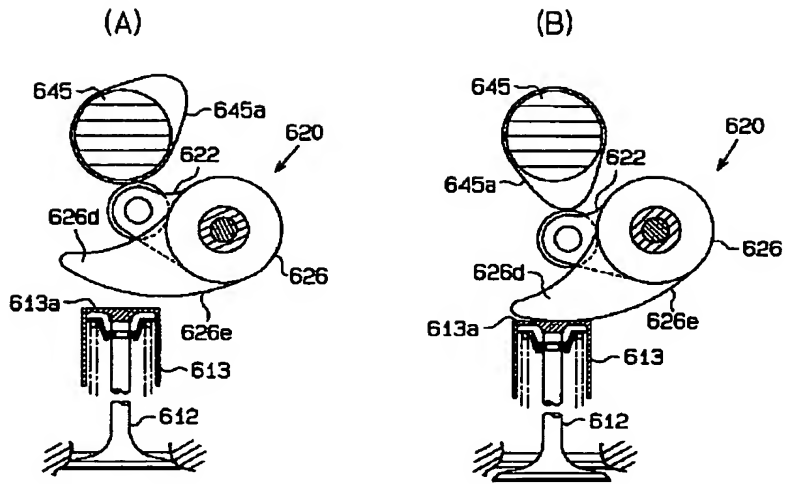
【図41】



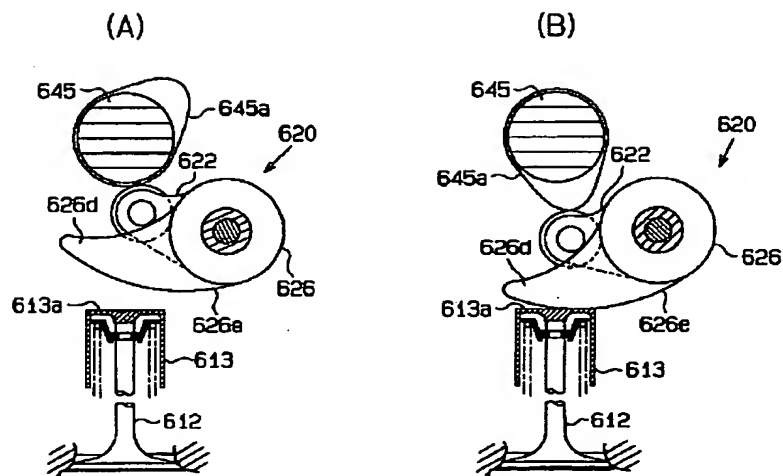
【図42】



【図43】

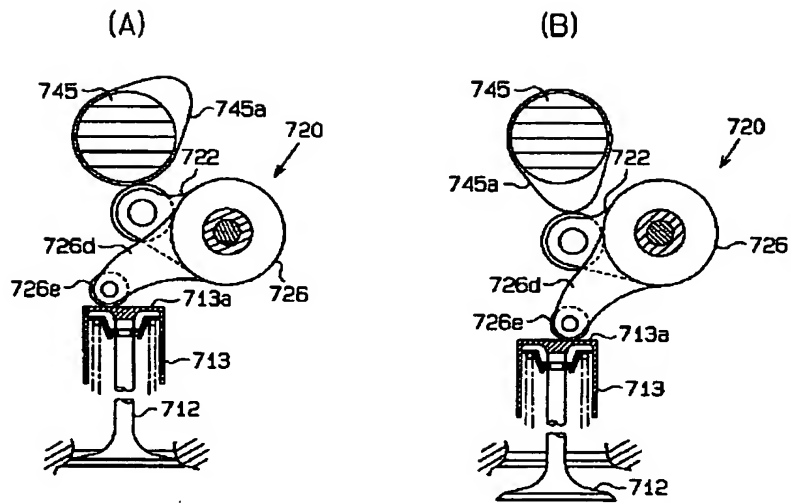


【図44】

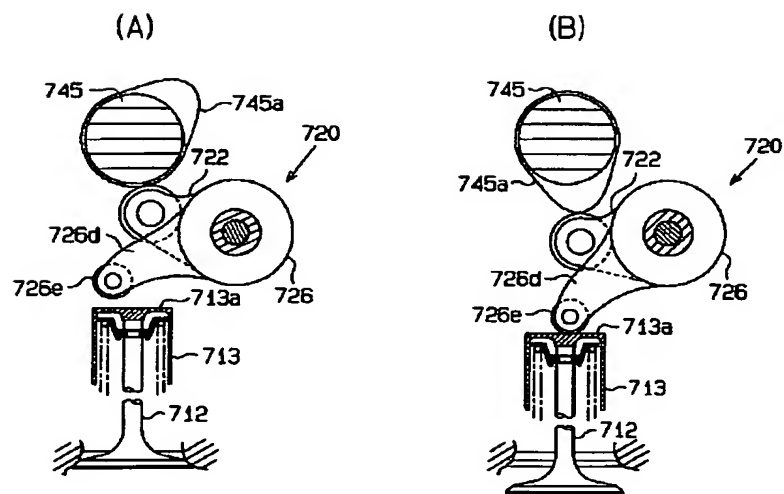




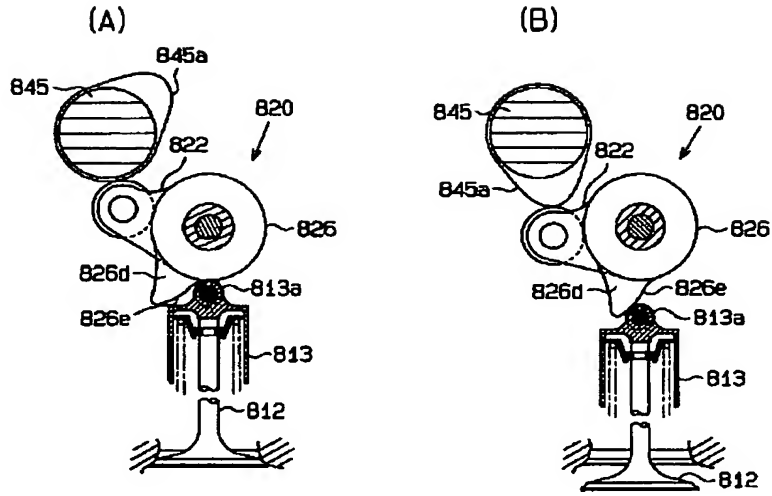
【図45】



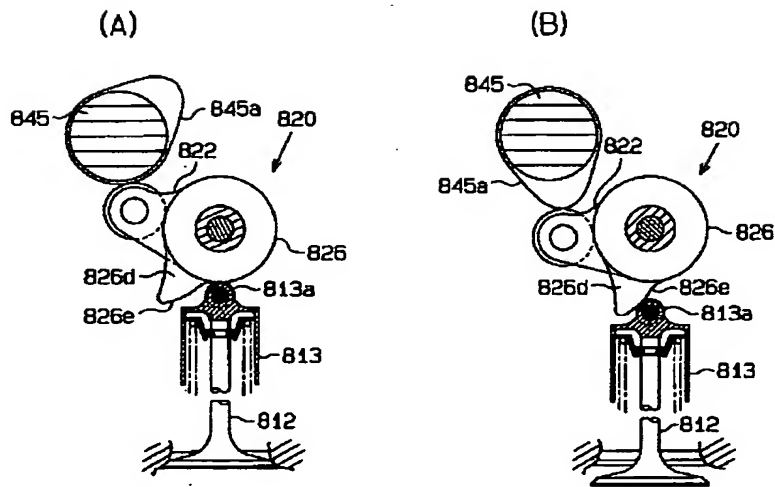
【図46】



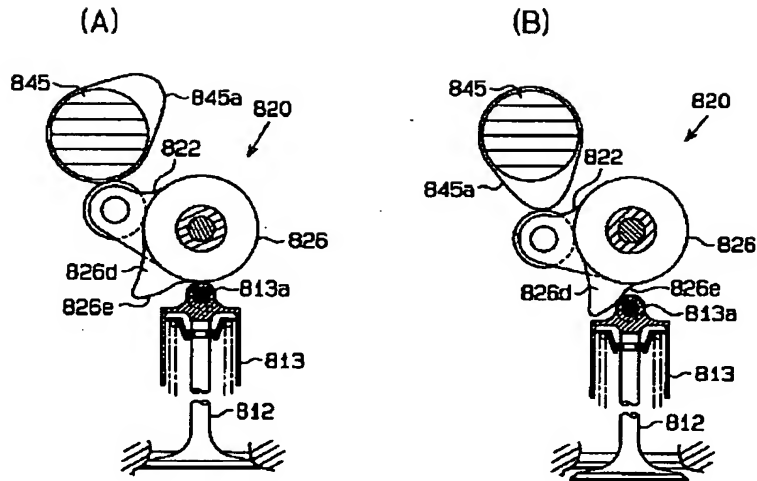
【図49】



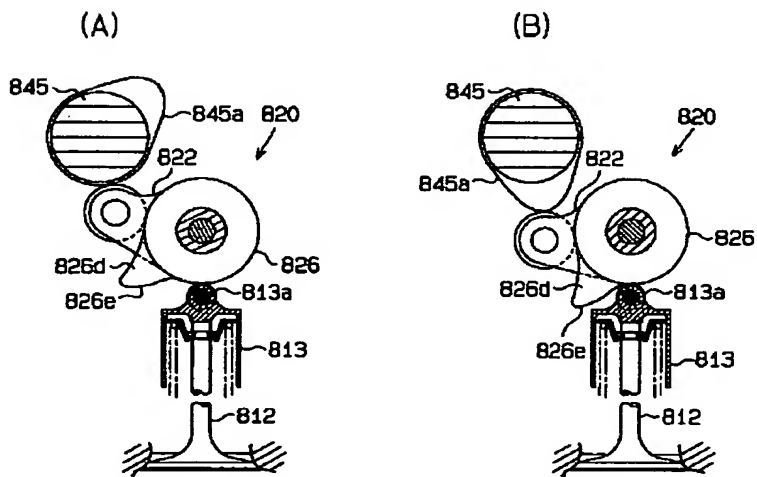
【図50】



【図51】



【図52】



フロントページの続き

(72)発明者 吉原 裕二  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

Fターム(参考) 3G016 AA06 AA19 BA18 BA36 BB12  
BB22 DA04 DA08 GA06  
3G018 AB04 AB16 BA10 BA12 BA33  
CA06 DA09 DA15 DA19 DA73  
EA02 EA16 FA01 FA06 FA07  
GA06 GA07 GA08  
3G092 AA11 BA01 DA05 DA09 DG01  
FA01 FA03 FA24 HA01Z  
HA11Z HE01Z

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-263015

(43)Date of publication of application : 26.09.2001

(51)Int.Cl.

F01L 13/00

F01L 1/18

F01L 1/34

F02D 13/02

(21)Application number : 2000-078134

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

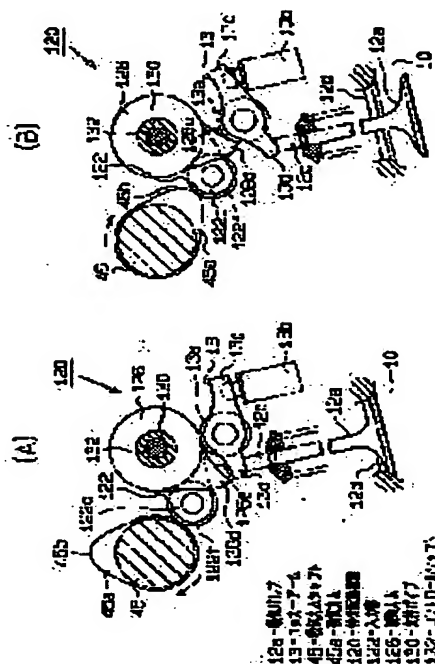
(22)Date of filing : 21.03.2000

(72)Inventor : SHIMIZU KOICHI  
KAWASE HIROYUKI  
YOSHIHARA YUJI**(54) VARIABLE VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND INTAKE AMOUNT CONTROL DEVICE**

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a variable valve system for an internal combustion engine and an intake amount control device capable of realizing sure operation and reliability without disposing long and complex link mechanism.

**SOLUTION:** Since an intermediative driving mechanism 120 is slidably supported by a supporting pipe 130 as a shaft which is different from an intake cam shaft 45, an intake valve 12a can be driven through a slidable cam 126 and a rocker arm 13 when an intake cam 45a is driven by being brought into contact with an input part 122. Since a relative phase difference between the slidable cam 126 and the input part 122 is varied through a control shaft 132 by a lift amount variable actuator, a lift amount of the intake valve 12a and the degree of an operating angle are continuously regulated. It is thus possible to vary the lift amount and the operating angle with a comparatively simple structure without using the long and complex link mechanism. Furthermore, it is thus possible to provide the variable valve system capable of realizing sure operation and reliability.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

04.02.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]